

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2003 年 12 月 24 日 (24.12.2003)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 03/106863 A1

(51) 国際特許分類: F16H 39/14  
(21) 国際出願番号: PCT/JP03/07666  
(22) 国際出願日: 2003 年 6 月 17 日 (17.06.2003)  
(25) 国際出願の言語: 日本語  
(26) 国際公開の言語: 日本語  
(30) 優先権データ:  
特願2002-177689 2002 年 6 月 18 日 (18.06.2002) JP  
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ヤンマー株式会社 (YANMAR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府 大阪市 北区茶屋町 1 番 3 2 号 Osaka (JP).  
(72) 発明者; および  
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 大内田 剛史

(OOUCHIDA, Takeshi) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府 大阪市 北区茶屋町 1 番 3 2 号 ヤンマー株式会社 内 Osaka (JP). 塩崎 修司 (SHIOZAKI, Shuji) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府 大阪市 北区茶屋町 1 番 3 2 号 ヤンマー株式会社 内 Osaka (JP). 松山 博志 (MATSUYAMA, Hiroshi) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府 大阪市 北区茶屋町 1 番 3 2 号 ヤンマー株式会社 内 Osaka (JP). 丹生 秀和 (NIU, Hidekazu) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府 大阪市 北区茶屋町 1 番 3 2 号 ヤンマー株式会社 内 Osaka (JP).

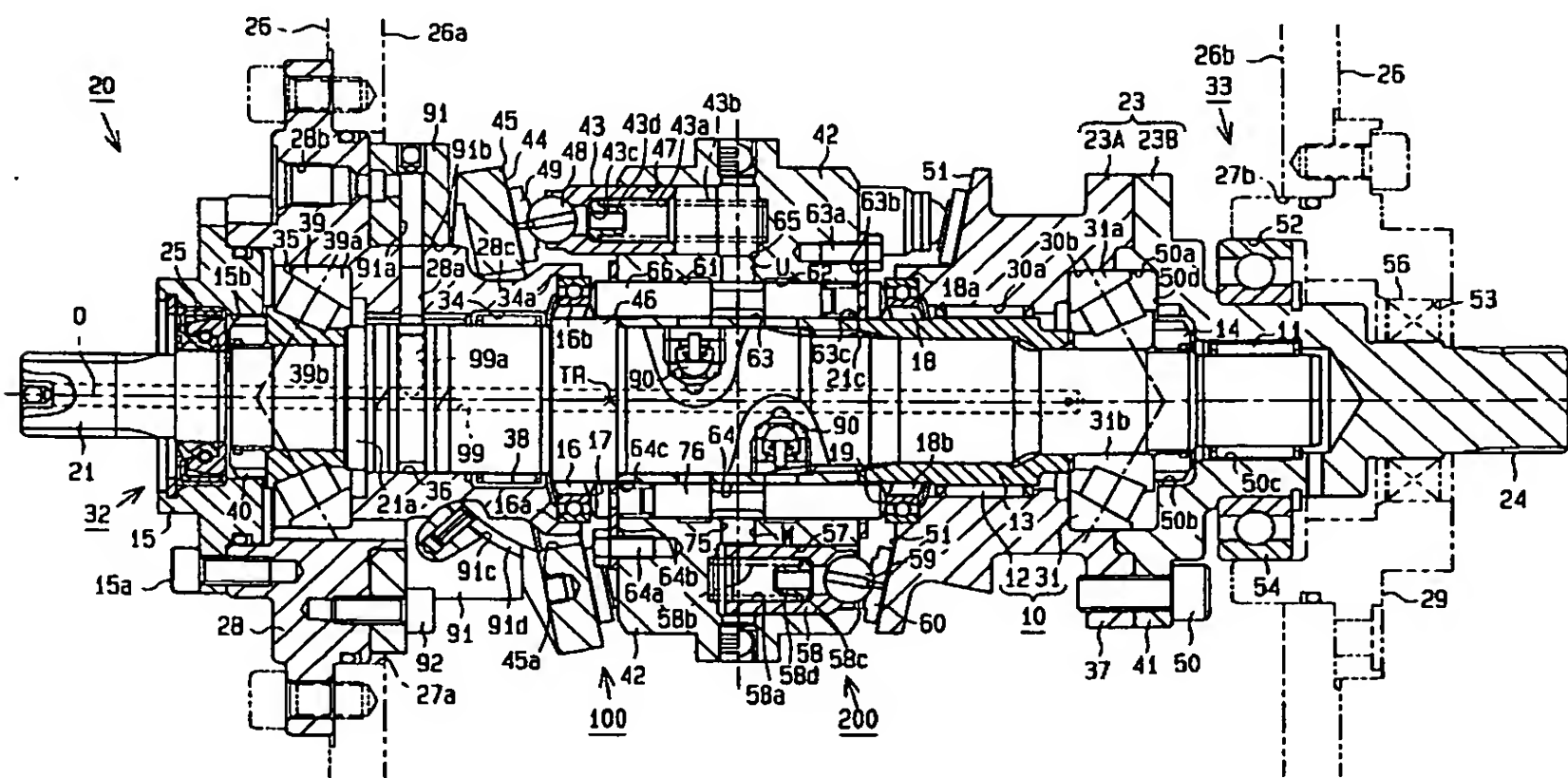
(74) 代理人: 恩田 博宣 (ONDA, Hironori); 〒500-8731 岐阜県 岐阜市 大宮町 2 丁目 1 2 番地の 1 Gifu (JP).

(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO,

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC STEPLESS SPEED CHANGER AND POWER TRANSMISSION DEVICE

(54) 発明の名称: 油圧式無段変速機及び動力伝達装置



(57) Abstract: A hydraulic stepless speed changer comprises a first hydraulic unit having a first plunger and a swash plate with which the first plunger is in contact, and a second hydraulic unit having a second plunger and a swash plate with which the second plunger is in contact. In a cylinder block, there are formed a first and a second plunger hole for respectively accommodating the first and the second plunger, a hydraulic closed circuit connecting the first and the second plunger hole, and a distribution valve hole accommodating a distribution valve for switching the flow direction of the hydraulic oil in the hydraulic closed circuit. A shaft penetrating through the cylinder block is provided, the shaft and the cylinder block are rotated synchronously, the first and the second plunger hole

[続葉有]



WO 03/106863 A1



NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR),

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

are formed parallel to the shaft, and the swash plate of the second hydraulic device is supported rotatably about the shaft. The shaft is supported at both sides of the cylinder block by a bearing that functions as a thrust and a radial bearing and by a radial bearing.

(57) 要約: 油圧式無段変速機は、第1プランジャとその第1プランジャが当接する斜板を有する第1油圧装置と、第2プランジャとその第2プランジャが当接する斜板を有する第2油圧装置とを備えている。シリンダブロックには、第1及び第2プランジャをそれぞれ収納する第1及び第2プランジャ孔、第1及び第2プランジャ孔を結ぶ油圧閉回路、該油圧閉回路内の作動油の流れ方向を切替える分配弁を収納する分配弁孔がそれぞれ形成されている。シリンダブロックを貫通する軸が設けられ、当該軸とシリンダブロックが同期回転し、第1及び第2プランジャ孔がそれぞれ前記軸と平行に形成され、第2油圧装置の斜板が前記軸の周りに回転自在に支持されている。そして、前記軸がシリンダブロックの両側でそれぞれスラスト・ラジアル兼用軸受及びラジアル軸受にて支持されている。

## 明 細 書

## 油圧式無段変速機及び動力伝達装置

## 技術分野

本発明は、産業機械や車両等、各種の産業分野で広く利用可能な油圧式無段変速機及び動力伝達装置に関するものである。

## 背景技術

従来、第1油圧装置と第2油圧装置とを組み合わせ、第1油圧装置及び第2油圧装置に共通のシリンダブロックを回転するようにした油圧式無段変速機が公知である。この様な従来装置においては、シリンダブロックの外周面を軸受にて支持するようにしている。そのため、変速機全体の外径が大型化するという問題があった。

## 発明の開示

本発明の目的は、シリンダブロックの外周面を支持する軸受が不要になり、変速機の外径を小さくすることができる油圧式無段変速機及び動力伝達装置を提供することにある。

上記の目的を達成するため、本発明の油圧式無段変速機は、第1プランジャとその第1プランジャが当接する斜板を有する第1油圧装置と、第2プランジャとその第2プランジャが当接する斜板を有する第2油圧装置とを備え、第1及び第2プランジャをそれぞれ収納する第1及び第2プランジャ孔が一つのシリンダブロックに形成され、第1及び第2プランジャ孔を結ぶ油圧閉回路がシリンダブロックに形成され、該油圧閉回路内の作動油の流れ方向を切替える分配弁を収納する分配弁孔がシリンダブロックに形成され、シリンダブロックを貫通する軸を有し、当該軸とシリンダブロックが同期回転し、前記第1及び第2プランジャ孔がそれぞれ前記軸と平行に形成され、前記第2油圧装置の斜板が前記軸の周りに回

転自在に支持されている。そして、前記軸がシリンダブロックの両側でそれぞれスラスト・ラジアル兼用軸受及びラジアル軸受にて支持されたことを特徴とする。

実施態様の無段変速機において、前記シリンダブロックの両側におけるスラスト・ラジアル兼用軸受及びラジアル軸受は、それぞれ単一の部材によって支持されていることが望ましい。また、前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つ第1及び第2プランジャ孔よりも軸に近接して配置され、前記プランジャ孔と分配弁孔を結ぶ油路が径方向に沿って前記シリンダブロックに形成されていることが望ましい。さらに、前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つシリンダブロックを貫通するように形成されていることが望ましい。

実施態様の無段変速機において、前記第1及び第2プランジャ孔よりも軸に近接するように、軸方向に沿って前記シリンダブロックに高圧油室及び低圧油室が並設され、前記軸にスプライン部が形成され、そのスプライン部において前記軸がシリンダブロックに嵌合され、前記低圧油室が前記軸のスプライン部と連通していることが望ましい。

実施態様の無段変速機において、第2油圧装置の斜板の外周面が、同斜板の斜板面に垂直な線を第1加工中心軸として切削され、前記軸の中心線を加工中心軸として切削され、さらに、前記軸の中心線に平行で、前記斜板面とその斜板面とは反対側の面との間の間隔が狭まる側にオフセットした線を第2加工中心軸として切削されて形成されていることが望ましい。

また、上述したいずれかの実施態様の無段変速機と、前記軸への動力を伝達又は遮断する装置と、第2油圧装置の斜板の回転力を入力し且つ第2油圧装置の斜板と同方向又は逆方向の回転を出力する装置とから動力伝達装置を構成することも可能である。

## 図面の簡単な説明

図 1 は本発明を具体化した実施形態の無段変速機の平断面図。

図 2 は無段変速機の左側部を拡大して示す断面図。

図 3 は無段変速機の右側部を拡大して示す断面図。

図 4 は無段変速機のシリンダブロックの横断面図。

図 5 は動力伝達装置の概念図。

図 6 は第 1 切替弁及び第 2 切替弁によるポートの開ロタイミングを示す説明図。

図 7 (a) 及び図 7 (b) は第 1 ヨーク部材の製造工程の説明図。

図 8 (a) 及び図 8 (b) は第 1 ヨーク部材の製造工程の説明図。

図 9 (a) 及び図 9 (b) は第 1 ヨーク部材の製造工程の説明図。

図 10 (a) 及び図 10 (b) は第 1 ヨーク部材の製造工程の説明図。

図 11 は無段変速機の作用を説明するための概念図。

図 12 は同じく無段変速機の作用を説明するための概念図。

図 13 はシフトレバーの平面図

図 14 は行程容積と出力回転数との関係を表した特性図。

## 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明を作業用車両の走行用に使用される油圧式無段変速機（以下、無段変速機 20 という）と、同無段変速機 20 を含む動力伝達装置 400 とに具体化した実施の形態を、図 1 ～図 1.4 に従って説明する。

## 動力伝達装置

図 1 に示すように無段変速機 20 は、作業用車両のパワーユニットのケース 26 内に収納されている。無段変速機 20 は、第 1 油圧装置 100 と第 2 油圧装置 200 とを備え、第 1 油圧装置 100 と第 2 油圧装置 200 との間に油圧閉回路 C（図 11 及び図 12 参照）が形成されている。

図5は無段変速機20を含む動力伝達装置400を示す概念図である。無段変速機20の入力軸21はエンジン22のクランク軸にクラッチ機構300を介して連結されている。無段変速機20の出力側に位置するヨーク23には、ギヤシフト装置150（CST）が接続されている。前記クラッチ機構300は例えば図示しない足踏みのクラッチペダルに連動して断接される。

ギヤシフト装置150は、終減速装置（図示略）に駆動トルクを伝達する出力軸155を備え、さらに、ギヤシフト装置150はその出力軸155に連結された前進クラッチ152、後進クラッチ153、及び、歯車列を備えている。

前進クラッチ152の駆動クラッチプレートは、出力ギヤ24に噛合されたギヤ151を備えている。そして、シフトレバー146（図13参照）の操作により、前進クラッチ152が連結されると、ヨーク23から、出力ギヤ24、ギヤ151、前進クラッチ152及び出力軸155を介して、終減速装置に駆動トルクが伝達される。

又、出力ギヤ24には、アイドラギヤ156、そのアイドラギヤ156と共通の軸を有するアイドラギヤ157及び中間ギヤ159を介して、ギヤ160が連結されている。このギヤ160は後進クラッチ153の駆動クラッチプレートに連結されている。そして、シフトレバー146の操作により、後進クラッチ153が連結されると、前記ヨーク23から、出力ギヤ24、アイドラギヤ156、157、中間ギヤ159、ギヤ160及び出力軸155を介して、終減速装置に駆動トルクが伝達される。

なお、本実施形態では、前記エンジン22が原動機、クラッチ機構300が断接装置、ギヤシフト装置150が正逆回転切替装置にそれぞれ相当する。

すなわち、クラッチ機構 300 が、「軸への動力の伝達及び遮断のいずれかを行う装置」に相当する。又、ギヤシフト装置 150 が「第 2 油圧装置の斜板の回転力を伝達し且つ第 2 油圧装置の斜板と同方向又は逆方向の回転を与える装置」に相当する。

#### 無段変速機

無段変速機 20 のケース 26 は、互いに対向する一对の支持側壁 26a, 26b を備えている。両支持側壁 26a, 26b には、取付孔 27a, 27b が形成され、各取付孔 27a, 27b には、側壁部材 28, 29 がケース 26 の外部からそれぞれ嵌合されている。そして、各側壁部材 28, 29 は、対応する支持側壁 26a, 26b に対して複数のボルトで締付け固定されている。

図 1, 2 に示すように、無段変速機 20 の入力軸 21 の入力端は、ケース 26 の側壁部材 28 に対して軸受部 32 を介して回転自在に支持されている。又、ケース 26 の側壁部材 29 には、出力回転部としてのヨーク 23 が、軸受部 33 を介して回転自在に支持されている。そして、入力軸 21 の出力端は、ヨーク 23 と同軸上に位置するように、ヨーク 23 に対して軸受部 10 を介して回転自在に貫通されて支持されている。

図 2 に示すように、側壁部材 28 には、その内側面中央から内方へ突出する突出部 28c が形成されている。又、側壁部材 28 には、一对の軸受収納孔 34, 35 が同軸上に位置するように並設されている。外側軸受収納孔 35 は、内側軸受収納孔 34 よりも大きな内径を有する。両軸受収納孔 34, 35 の間において、側壁部材 28 には、内側軸受収納孔 34 よりも小径の貫通孔 36 が軸受収納孔 34, 35 と同軸となるように形成されている。内側軸受収納孔 34 にはラジアル軸受としてのニードルベアリング 38 が配置されている。又、外側軸受収納孔 35 には、スラスト・ラジアル兼用軸受としての円錐コロ軸受 39 が嵌合固定され



ている。

そして、入力軸 2 1 の入力端はニードルベアリング 3 8 及び円錐コロ軸受 3 9 を介して、側壁部材 2 8 に対して支持されている。又、外側軸受収納孔 3 5 の開口は、側壁部材 2 8 にボルト 1 5 a にて締付け固定されたカバー 1 5 にて覆われている。図 2 に示すようにカバー 1 5 の貫通孔 1 5 b にはシール部材 2 5 を介して入力軸 2 1 が挿通されている。

側壁部材 2 8 は、ニードルベアリング 3 8 及び円錐コロ軸受 3 9 のハウジングであって、単一部材からなる。図 2 に示すように、円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a は、軸受収納孔 3 5 の奥側の段部底面及び内周面に当接されている。カバー 1 5 の貫通孔 1 5 b 内において、入力軸 2 1 の入力端外周にはナット 4 0 が螺合され、同ナット 4 0 は円錐コロ軸受 3 9 の内輪 3 9 b に当接されている。

なお、入力軸 2 1 の入力端において、円錐コロ軸受 3 9 の内輪 3 9 b に隣接するように入力軸 2 1 には拡張部 2 1 a が形成され、内輪 3 9 b の移動を規制する。

又、図 1 及び図 2 に示すようにカバー 1 5 の貫通孔 1 5 b において、ナット 4 0 を収納している部位の内径は、円錐コロ軸受 3 9 の内輪 3 9 b の最大外径（カバー 1 5 側の外径）よりも小さく設定されている。さらに、カバー 1 5 の内輪 3 9 b 側の側面は、相対する内輪 3 9 b の側面と平行になるように形成されるとともに、内輪 3 9 b に対して近接配置され、互いに当接可能な大きさに形成されている。

本実施形態では、カバー 1 5 の側面と内輪 3 9 b との距離は、微小とされている。従って、シリンダブロック 4 2 が後述するクレイドル 4 5、クレイドルホルダ 9 1、側壁部材 2 8 を介して円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a を押圧した際に、



内輪 3 9 b がカバー 1 5 に最初に当接する。この当接により、円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a と内輪 3 9 b 間の最大隙間が制限される。

円錐コロ軸受 3 9 及びニードルベアリング 3 8 により、軸受部 3 2 が構成されている。ニードルベアリング 3 8 はラジアル軸受に相当する。

軸受収納孔 3 4 の開口部には、軸受収納孔 3 4 よりも拡張された軸受取付段部 3 4 a (図 2 参照) が形成され、同軸受取付段部 3 4 a にはラジアルベアリング 1 6 が取付けられている。

前記ラジアルベアリング 1 6 は外輪 1 6 a と内輪 1 6 b とを備えており、同外輪 1 6 a は軸受取付段部 3 4 a の拡張した段部底面及び周面に当接及び固定されている。図 2 に示すように、ラジアルベアリング 1 6 はその軸心がシリンダブロック 4 2 の軸心 O に対して一定角度傾斜した状態に配置されており、その内輪 1 6 b は第 1 切替弁 6 6 を所定タイミングで軸心 O 方向 (以下、軸方向ということもある。) に摺動させるためのカムを構成している。内輪 1 6 b の出力側側面はカム面 1 7 となっている。

なお、シリンダブロック 4 2 と入力軸 2 1 と組み付けられた際、シリンダブロック 4 2 の軸心 O は入力軸 2 1 の軸心 (中心線) と一致する。

## 第 1 油圧装置

第 1 油圧装置 1 0 0 は、入力軸 2 1 と、シリンダブロック 4 2、第 1 プランジャ 4 3、及び前記第 1 プランジャ 4 3 に対して当接する斜板面 4 4 を含むクレイドル 4 5 を備えている。

側壁部材 2 8 の内側面には、略板状のクレイドルホルダ 9 1 が複数のボルト 9 2 にて締め付け固定されている。クレイドルホルダ 9 1 には、入力軸 2 1 の軸線

に沿って延びる貫通孔 9 1 b が形成されている。貫通孔 9 1 b には前記側壁部材 2 8 の突出部 2 8 c が嵌合されている。クレイドル 4 5 の中央部には貫通孔 4 5 a が形成され、その貫通孔 4 5 a に突出部 2 8 c が挿通されている。

クレイドルホルダ 9 1 のシリンダブロック 4 2 側側面において、貫通孔 9 1 b の周縁部分には、支持面 9 1 c が断面円弧状に凹設されている。支持面 9 1 c には、ハーフベアリング 9 1 d を介してクレイドル 4 5 が傾動自在に支持されている。詳しく述べると、図 2 に示すように、前記クレイドル 4 5 はシリンダブロック 4 2 の軸心 O と直交するトラニオン軸線 T R を中心として傾動自在である。すなわち、クレイドル 4 5 は、斜板面 4 4 を含む仮想平面が、軸心 O と直交する位置を直立位置とする。そして、この直立位置を基準にして、クレイドル 4 5 は図 2 において反時計回り方向に所定角度傾いた位置（第 1 の位置）と、直立位置を基準にして時計回り方向に所定角度傾いた位置（第 2 の位置）との間を傾動可能である。

本実施形態では、斜板面 4 4 が直立位置に配置されたときを基準に、図 2 において、時計回り方向を正方向とし、反時計回り方向を負方向という。

そして、本実施形態では図 1 4 の出力回転数  $N_{out}=N_{in}$  を境に、 $N_{out}>N_{in}$  の時に負方向にクレイドル 4 5 が傾動し、 $N_{out}<N_{in}$  の時に、正方向に傾動する。なお、出力回転数とは、ヨーク 2 3 の回転数である。

図 2 は、クレイドル 4 5 が第 1 の位置に配置されたとき、傾斜面 4 4 が負の最大傾動角度位置まで傾動した状態を示している。又、クレイドル 4 5 が第 2 の位置に配置されたとき、斜板面 4 4 については正の最大傾動角度位置に配置される。クレイドル 4 5 は、第 1 油圧装置 1 0 0、すなわち可変容量形油圧装置の斜板に相当する。

シリンダブロック 4 2 は、入力軸 2 1 に対してスプライン嵌合により一体に連結されており、その入力端が入力軸 2 1 の係止フランジ 4 6 に係止されている。すなわち、入力軸 2 1 の周面には、図 4 に示すように、軸心 O に平行でかつ入力軸 2 1 の周方向に並んだ複数のキー溝によりスプライン部 2 1 c が形成されている。同スプライン部 2 1 c に対してシリンダブロック 4 2 の内周面に形成された複数の溝が嵌合されている。前記シリンダブロック 4 2 は略円筒状に形成され、両端外周面は、中央部外周面よりも縮径されている。

図 4 に示すように、シリンダブロック 4 2 には、その回転中心（軸心 O）の回りに複数の第 1 プランジャ孔 4 7 が環状に配列され、軸心 O と平行に延設されている。各第 1 プランジャ孔 4 7 は、クレイドル 4 5 側に開口している。

各第 1 プランジャ孔 4 7 には、第 1 プランジャ 4 3 が摺動自在に配置されている。各第 1 プランジャ 4 3 は略筒状に形成され、その軸線上にはバネ収納孔 4 3 a が形成されている。各バネ収納孔 4 3 a の内端には係止段部 4 3 c が形成されている。各バネ収納孔 4 3 a 内には、係止段部 4 3 c に係止されるバネ係止部材 4 3 d 及びコイルスプリング 4 3 b が収納されている。各コイルスプリング 4 3 b は第 1 プランジャ孔 4 7 の底部に当接されて、バネ係止部材 4 3 d を介して第 1 プランジャ 4 3 をクレイドル 4 5 側に付勢している。各第 1 プランジャ 4 3 の先端には、鋼球 4 8 が転動自在に嵌合されており、各第 1 プランジャ 4 3 は鋼球 4 8 及びシュー 4 9 を介して斜板面 4 4 に当接されている。

そして、各コイルスプリング 4 3 b の付勢力により、各第 1 プランジャ 4 3 がクレイドル 4 5 の斜板面 4 4 に押しつけられるため、クレイドル 4 5 がクレイドルホルダ 9 1 及び側壁部材 2 8 を介して円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a を押す。このため、円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a に軸方向（シリンダブロック 4 2 の軸心 O 方向）の力が常時働く。従って、円錐コロ軸受 3 9 に対して、シム調整によ

る煩雑な作業を省いて、円錐コロ軸受 39 に予圧を付与している。

傾斜状態の斜板面 44 はシリンダブロック 42 の回転に伴って各第 1 プランジャ 43 を往復作動させ、吸入、吐出行程の作用を付与する。

## 第 2 油圧装置

第 2 油圧装置 200 は、シリンダブロック 42 に摺動自在に配置された複数の第 2 プランジャ 58、及び、前記第 2 プランジャ 58 に対して当接する回転斜面 51 を有するヨーク 23 を備えている。

図 1 及び図 3 に示すように、側壁部材 29 には、軸受収納孔 52、及び、その軸受収納孔 52 よりも小径の貫通孔 53 が同軸となるようにそれぞれ形成されている。そして、軸受収納孔 52 には玉軸受 54 が嵌合され、貫通孔 53 には軸受 56 が嵌合されている。

ヨーク 23 は、第 1 ヨーク部材 23A と第 2 ヨーク部材 23B とから構成されている。第 1 ヨーク部材 23A は略筒状に形成され、第 2 ヨーク部材 23B は有底円筒状に形成されている。そして、第 1 ヨーク部材 23A の基端部に形成された連結フランジ 37 と、第 2 ヨーク部材 23B の先端部に形成された連結フランジ 41 とが当接した状態で、ボルト 50 にて互いに締付けられることにより、両ヨーク部材 23A、23B は一体に連結されている。

第 1 ヨーク部材 23A は、第 2 油圧装置 200 の斜板に相当する。又、ヨーク 23 は、第 2 ヨーク部材 23B の長手方向の略中央外周及び出力端外周が玉軸受 54 及び軸受 56 にそれぞれ嵌合されることにより、ケース 26 に対して回動自在に支持されている。

第2ヨーク部材23Bの出力端は、玉軸受54を嵌合した外周面よりも小径に形成されており、貫通孔53から外部に突出されている。第2ヨーク部材23Bの出力端には、出力ギヤ24が刻設されている。回転斜面51は、第1ヨーク部材23Aにおいて、シリンダブロック42側の端面に形成されており、軸心Oに対して一定角度傾斜している。回転斜面51は、斜板面に相当する。

第1ヨーク部材23Aは、軸心Oと共通の軸心を備えるとともに、互いに連通した軸受孔30a及び軸受収納孔30bを備えている。軸受収納孔30bは、軸受孔30aよりも拡張されるとともに第1ヨーク部材23Aの基端面側に開口されている。

一方、第2ヨーク部材23Bには、その連結フランジ41の端面から略中央部にわたり、軸心Oと共通の軸心を有する大径の軸受収納孔50a、中径の収納孔50b、及び、小径の軸受収納孔50cが順次形成されている。軸受収納孔50aと軸受収納孔30bとは同径である。

前記軸受収納孔30bには、スラスト・ラジアル兼用軸受としての円錐コロ軸受31が嵌合及び固定されている。すなわち、図3に示すように、円錐コロ軸受31の外輪31aは、軸受収納孔30bの奥側の段部底面及び内周面に当接されている。円錐コロ軸受31の内輪31bは入力軸21に嵌合されている。又、内輪31bとシリンダブロック42の回転斜面51側の端部間において、入力軸21には、スリーブ13が嵌合されている。

そして、収納孔50b内において、入力軸21の出力端側外周にはナット14が螺合され、円錐コロ軸受31の内輪31bに当接されている。同ナット14の螺合により、内輪31bが図3の左方へ押圧されて、スリーブ13を押圧し、スリーブ13は、シリンダブロック42の回転斜面51側の端面に当接されている。

図 1、図 3 に示すように収納孔 50 b の内径は円錐コロ軸受 31 の内輪 31 b の最大外径（側壁部材 29 側の外径）よりも小さくされている。さらに、第 2 ヨーク部材 23 B の軸受収納孔 50 a と小径の収納孔 50 b との間に形成される係止段部 50 d は、その相対する内輪 31 b の側面と平行な面を備え、内輪 31 b に対して近接配置され、互いに当接可能である。

本実施形態では、係止段部 50 d と内輪 31 b との間の距離は、微小である。従って、シリンダブロック 42 が第 1 ヨーク部材 23 A を介して円錐コロ軸受 31 の外輪 31 a を押圧した際に、内輪 31 b が係止段部 50 d に最初に当接する。この当接により、円錐コロ軸受 31 の外輪 31 a と内輪 31 b 間の最大隙間が制限される。

スリーブ 13 と軸受孔 30 a との間には、ニードルベアリング 12 が配置され、ニードルベアリング 12 と円錐コロ軸受 31 とにより、第 1 ヨーク部材 23 A に入力軸 21 が回転自在に支持されている。又、入力軸 21 のナット 14 の螺合部よりも先端に位置する出力端は、第 2 ヨーク部材 23 B の軸受収納孔 50 c に配置されたニードルベアリング 11 を介して第 2 ヨーク部材 23 B に対して回転自在に支持されている。

ニードルベアリング 12 及び円錐コロ軸受 31 により、軸受部 10 が構成されている。ニードルベアリング 12 はラジアル軸受に相当する。又、玉軸受 54 と軸受 56 とにより、軸受部 33 が構成されている。

第 1 ヨーク部材 23 A のシリンダブロック 42 側の開口部には、ラジアルベアリング 18 が配置されている。前記ラジアルベアリング 18 は外輪 18 a と内輪 18 b とを備えており、同外輪 18 a は開口部の段部底面及び内周面に当接及び

固定されている。

前記ラジアルベアリング 18 はその軸心がシリンダブロック 42 の軸心 O に対して一定角度傾斜した状態に配置されており、その内輪 18 b は第 2 切替弁 76 を所定タイミングで軸心 O 方向に摺動させるためのカムを構成している。そのため、内輪 18 b の入力側はカム面 19 となっている。

### 第 1 ヨーク部材の製造方法

ここで、第 1 ヨーク部材 23 A の製造方法について、図 7 (a), (b), 8 (a), (b), 9 (a), (b) 及び図 10 (a), (b) に従って説明する。

まず、円管状の素材 W O を切断する。このとき、図 7 (a) 及び図 7 (b) に示すように、素材 W O の右端はその端面が軸心 M に対して垂直に交わるように切断し、素材 W O の左端はその端面が軸心 M に対して所定角度傾くように切断する。素材 W O の軸心 M は、シリンダブロック 42 の軸心 O と一致する。続いて、前記左端は、第 2 切替弁 76 が当接するラジアルベアリング 18 用の加工代分 N を残して、斜面を切削する。この斜面は、回転斜面 51 となる。又、加工代分 N は、回転斜面 51 から垂直に突出した高さを有し、略円環状である。図 7 (a) において、ハッチング部分は、素材 W O の切除部分を示している。

次に、回転斜面 51 に垂直な線 P を第 1 加工中心軸、すなわち、回転軸として素材 W O の外周面を切削加工する。なお、線 P は、軸心 M に交差するとともに、素材 W O の外周面の全部が切削加工できるように設定される。このとき、回転斜面 51 の近傍にはフランジ部 F を残すようにして、素材 W O を切削加工する。又、このとき、第 1 ヨーク部材 23 A の回転バランスを調整するために、軸方向寸法が大きい側 (図 8 (a)、図 8 (b) おいては、下部側) を、小さい側 (図 8 (a)、図 8 (b) おいては、上部側) よりも多く切削する。



次に、シリンダブロック 4 2 の軸心 O (中心線) を加工中心軸として、すなわち、素材 WO の軸心 M を加工中心軸として、素材 WO の外周面を切削加工し、連結フランジ 3 7 のための外周面を含む周面 S U を形成する (図 9 (a) 及び図 9 (b) 参照)。なお、組み付け後のシリンダブロック 4 2 の軸心 O は、入力軸 2 1 の軸心 (中心線) と一致する。

続いて、シリンダブロック 4 2 の軸心 O (中心線) に平行で、すなわち、素材 WO の軸心 M に平行で、かつ、所定量 e 分、図 10 (a) の上方にオフセットした線  $\alpha$  を想定する。言い換えると、線  $\alpha$  は、回転斜面 5 1 とその回転斜面 5 1 に対向する面 (後の連結フランジ 3 7) との間の間隔が狭まる側にオフセットされている。

この線  $\alpha$  を第 2 加工中心軸として、素材 WO の外周面を切削加工して、連結フランジ 3 7 を形成する。そして、切削加工により、図 3 に示す軸受孔 3 0 a, 軸受収納孔 3 0 b を、軸心 O を加工中心軸として形成する。又、ラジアルベアリング 1 8 用の開口部の段部を、ラジアルベアリング 1 8 の傾斜方向に応じて切削加工する。

再び、無段変速機 2 0 の構成について説明する。

図 4 に示すように、前記シリンダブロック 4 2 の中央部には、その回転中心の回りに第 1 プランジャ孔 4 7 と同数の第 2 プランジャ孔 5 7 が環状に配列され、軸心 O と平行に延設されている。同第 2 プランジャ孔 5 7 のピッチ円は前記第 1 プランジャ孔 4 7 のピッチ円と同心及び同径とされている。又、各第 2 プランジャ孔 5 7 は互いに隣接する第 1 プランジャ孔 4 7 間に位置するように、図 4 に示すようにシリンダブロック 4 2 の周方向において、第 1 プランジャ孔 4 7 とは互いに 1 / 2 ピッチずつずらして配置されている。

第2プランジャ孔57はシリンダブロック42の端面において、前記ヨーク23側に開口している。各第2プランジャ孔57には、第2プランジャ58が摺動自在に配置されている。第2プランジャ58は略筒状に形成され、第2プランジャ58内にはバネ収納孔58aが形成されている。バネ収納孔58aの内端には係止段部58cが形成されている。バネ収納孔58a内には、係止段部58cに係止するバネ係止部材58d及びコイルスプリング58bが収納されている。コイルスプリング58bは第2プランジャ孔57の底部に当接されて、バネ係止部材58dを介してプランジャ58を回転斜面51に向かって付勢している。第2プランジャ58の先端には、鋼球59が転動自在に嵌合されている。プランジャ58は鋼球59及びシュー60を介して回転斜面51に当接されている。

そして、コイルスプリング58bの付勢力により、プランジャ58が第1ヨーク部材23Aの回転斜面51に押しつけられるため、第1ヨーク部材23Aが円錐コロ軸受31の外輪31aを押しつける。このため、円錐コロ軸受31の外輪31aに軸方向（シリンダブロック42の軸心O方向）の力が常時働く。従って、円錐コロ軸受31に対して、シム調整による煩雑な作業を省いて、円錐コロ軸受31に予圧を付与している。

前記回転斜面51とシリンダブロック42との相対回転に伴ってプランジャ58が往復作動して吸入、吐出行程を繰り返す。本実施形態では、第1油圧装置100の最大行程容積 $V_{Pmax}$ は、第2油圧装置200の最大行程容積 $V_{Mmax}$ と同じになるように設定されている。

#### 油圧閉回路

次に、前記第1油圧装置100と第2油圧装置200との間に形成されている油圧閉回路Cについて説明する。

シリンダブロック 4 2 の内周面には、ともに環状の第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 がシリンダブロック 4 2 の軸方向に沿って並設されている。第 1 油室 6 1 は、高圧油室に相当し、第 2 油室 6 2 は、低圧油室に相当する。

第 2 油室 6 2 は、図 1、図 3 に示すようにスプライン部 2 1 c と連通され、第 2 油室 6 2 内の作動油の一部が潤滑油として供給可能とされている。なお、スプライン部 2 1 c に供給された作動油はシリンダブロック 4 2 の外部に漏出する。

シリンダブロック 4 2 には第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 に連通するとともに第 1 プランジャ孔 4 7 と同数個の第 1 弁孔 6 3 が、シリンダブロック 4 2 の軸心 O と平行になるように形成されている。

又、シリンダブロック 4 2 には前記第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 に連通するとともに、第 2 プランジャ孔 5 7 と同数個の第 2 弁孔 6 4 が、シリンダブロック 4 2 の軸心 O と平行になるように形成されている。そして、前記第 1 弁孔 6 3 及び第 2 弁孔 6 4 はそれぞれ、シリンダブロック 4 2 の軸心 O の回りに環状に配置されている。

第 1 弁孔 6 3 及び第 2 弁孔 6 4 は分配弁孔に相当する。第 1 弁孔 6 3 のピッチ円は第 2 弁孔 6 4 のピッチ円と同心及び同径とされている。又、両弁孔は、第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 よりも内方に位置するように、すなわち、第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 よりも入力軸 2 1 側に位置するように第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 のピッチ円よりもそのピッチ円の径は小さくされている。又、図 4 に示すように各第 1 弁孔 6 3 は隣接する第 2 弁孔 6 4 間に位置するように、シリンダブロック 4 2 の周方向において、第 2 弁孔 6 4 とは互いに 1 / 2 ピッチずつずらして配置されている。

そして、図 1 に示すように、第 1 弁孔 6 3 と第 2 弁孔 6 4 は、軸心 O を挟んで相対して位置している。又、第 1 弁孔 6 3 と第 1 プランジャ孔 4 7 の各中心、及び、第 2 弁孔 6 4 と第 2 プランジャ孔 5 7 の各中心は、図 4 に示すように軸心 O から径方向に放射状に延びる直線上に位置するように配置されている。

図 1 に示すように、第 1 油路 6 5 は、第 1 プランジャ孔 4 7 の底部と、第 1 弁孔 6 3 の第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 の間の部位との間を連通するように、シリンダブロック 4 2 の径方向に沿って形成されている。

各第 1 弁孔 6 3 には、第 1 油室 6 1 と第 2 油室 6 2 との間において、対応する第 1 プランジャ孔 4 7 に連通する第 1 油路 6 5 のポート U が形成されている。各第 1 弁孔 6 3 には、スプール型の第 1 切替弁 6 6 が摺動自在に配置されている。第 1 切替弁 6 6 が分配弁に相当する。第 1 切替弁 6 6 は第 1 弁孔 6 3 内に配置されているため、シリンダブロック 4 2 に対して第 1 弁孔 6 3 と同様の配置構成とされている。従って、第 1 切替弁 6 6 はシリンダブロック 4 2 の軸心 O と平行に配置されている。

第 1 弁孔 6 3 のヨーク 2 3 側の開口部には、シリンダブロック 4 2 にボルト 6 3 a にて締付け固定された蓋板 6 3 b が取付けられている。第 1 切替弁 6 6 と蓋板 6 3 b 間にはコイルスプリング 6 3 c が内装されており、コイルスプリング 6 3 c にて第 1 切替弁 6 6 はラジアルベアリング 1 6 へ向かって付勢されている。第 1 切替弁 6 6 はラジアルベアリング 1 6 の内輪 1 6 b と当接することにより、シリンダブロック 4 2 の軸方向に沿って往復動し、図 6 に示すような変位を実現する。

内輪 1 6 b は、図 6 に示すように、第 1 切替弁 6 6 がポート閉鎖位置 n 0 を中

心としてポートUと第2油室62とを連通する第1開口位置n1と、ポートUと第1油室61とを連通する第2開口位置n2との間で、各第1切替弁66を往復移動させる。

第1油圧装置100にはシリンダブロック42の軸心Oの周りの回転角度に対応して、0度～180度の範囲で領域H、180度～360(0)度の範囲で領域Iが設定されている。ここで、領域HとはポートUと第2油室62が連通する区間を全て含む領域のことであり、領域IとはポートUと第1油室61が連通する区間を全て含む領域のことである。

前記斜板面44が直立位置から負の最大傾動角度位置へと変位した場合、図14において、このときの第1油圧装置100の行程容積VPは、0からVMmaxとなる。図14において、縦軸は第1油圧装置100又は第2油圧装置200の1回転当たり行程容積を示し、横軸はヨーク23(出力回転部)の出力回転数Noutを示している。同図において、実線は、第1油圧装置100の行程容積VPの変化を示し、一点鎖線は第2油圧装置200の行程容積VMの変化を示している。そして、入力軸21の入力回転数がNinのとき、出力回転数Nout(ヨーク23の回転数)はNinから2Ninの範囲の速度となるように、本実施形態では第1油圧装置100の作動油の吐出量が設定されている。

第1油圧装置100の行程容積とは、第1プランジャ43と第1プランジャ孔47で形成されるプランジャ空間が、シリンダブロック42が一回転する間に、第1油室61及び第2油室62と授受する作動油量のことである。第2油圧装置200の行程容積とは、第2プランジャ58と第2プランジャ孔57で形成されるプランジャ空間が、ヨーク23(出力回転部)がシリンダブロック42に対して一回転する間に、第1油室61及び第2油室62と授受する作動油量のことである。

また、本実施形態では、図 1 に示すように斜板面 4 4 が負方向へ傾動した場合に、シリンダブロック 4 2 の軸心 O の周りの回転角 0 度～180 度の範囲で、作動油がポート U を介して第 1 プランジャ孔 4 7 へ吸入され、180 度～360 (0) 度の範囲で、作動油がポート U を介して第 1 プランジャ孔 4 7 から吐出される。そして、斜板面 4 4 が正側へ傾動した場合に、シリンダブロック 4 2 の軸心 O 周りの回転角 0 度～180 度の範囲で、作動油がポート U を介して第 1 プランジャ孔 4 7 から吐出され、180 度～360 (0) 度の範囲で、作動油がポート U を介して第 1 プランジャ孔 4 7 へ吸入される。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、シリンダブロック 4 2 の軸心 O 周りの回転角に対応した領域 H, I によって決まる。

図 1 及び図 3 に示すように、第 2 油路 7 5 は、第 2 プランジャ孔 5 7 の底部と、第 2 弁孔 6 4 の第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 の間の部位との間を連通するように、シリンダブロック 4 2 の径方向に沿って形成されている。各第 2 弁孔 6 4 には、第 1 油室 6 1 と第 2 油室 6 2 との間において、対応する第 2 プランジャ孔 5 7 に連通する第 2 油路 7 5 のポート W が形成されている。各第 2 弁孔 6 4 には、スプール型の第 2 切替弁 7 6 が前記第 2 プランジャ 5 8 に対して平行となるように摺動自在に配置されている。第 2 切替弁 7 6 が分配弁に相当する。第 2 切替弁 7 6 は第 2 弁孔 6 4 内に配置されているため、シリンダブロック 4 2 に対して第 2 弁孔 6 4 と同様の配置構成とされている。従って、第 2 切替弁 7 6 はシリンダブロック 4 2 の軸心 O と平行に配置されている。

第 2 弁孔 6 4 の斜板面 4 4 に対向する開口部には、シリンダブロック 4 2 に複数のボルト 6 4 a にて締付け固定された蓋板 6 4 b が取付けられている。各第 2 切替弁 7 6 と蓋板 6 4 b 間にはコイルスプリング 6 4 c が内装されており、各コイルスプリング 6 4 c にて各第 2 切替弁 7 6 はラジアルベアリング 1 8 側へ付勢

されている。各第2切替弁76はラジアルベアリング18の内輪18bと当接することにより、シリンダブロック42の軸方向に沿って往復動し、図6に示すような変位を実現する。

なお、図6において、左側ラジアルベアリング16の内輪16bと、右側ラジアルベアリング18の内輪18bとの相対位置は、両者が対応する外輪16a、内輪18bに対して回転自在にされているため変化するが、説明の便宜上、その変化は無視している。

そして、第2油圧装置200にはヨーク23のシリンダブロック42に対する軸心O周りの相対回転角に対応して、0度～180度の範囲で領域J、180度～360(0)度の範囲で領域Kが設定されている。ここで、領域JとはポートWと第1油室61が連通する区間を全て含む領域のことであり、領域KとはポートWと第2油室62が連通する区間を全て含む領域のことである。

また、本実施形態では、図3のように斜板面44が負側へ傾動した場合に、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸心O周りの相対回転角が0度～180度の範囲で、作動油がポートWを介して第2プランジャ孔57へ吸入される。又、180度～360(0)度の範囲で、作動油がポートWを介して第2プランジャ孔57から吐出される。

斜板面44が正側へ傾動した場合に、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸心O周りの相対回転角0度～180度の範囲で、作動油がポートWを介して第2プランジャ孔57から吐出され、180度～360(0)度の範囲で作動油がポートWを介して第2プランジャ孔57へ吸入される。作動油が吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸心O周りの相対回転角に対応した領域J、Kによって決ま



る。

前記第1プランジャ孔47、第2プランジャ孔57、第1油室61、第2油室62、第1弁孔63、第2弁孔64、第1油路65、第2油路75、ポートU及びポートWにより、油圧閉回路Cが構成されている。

図1、図3に示すように、前記油圧閉回路Cに作動油をチャージするために、入力軸21内には軸心Oに沿って軸孔99が穿設されている。軸孔99は側壁部材28の貫通孔36に対応する部位において、半径方向に延びる導入油路99aを有している。同導入油路99aは入力軸21の外周面に形成された周溝21bに連通されている。側壁部材28には周溝21bに連通する油路28aが設けられている。

前記油路28aは、クレイドルホルダ91に設けられた油路91a及び側壁部材28に設けられた油路28bに連通されている。前記油路28b、91a、油路28a内には図示しないチャージポンプから作動油が供給される。

一方、入力軸21において、第1油室61及び第2油室62には、軸孔99に連通可能な弁座を開閉するチャージ弁90（逆止弁）がそれぞれ配置されている。同チャージ弁90の弁座は油圧閉回路C内の油圧が軸孔99内のチャージ圧に達するまで開口して、軸孔99内の作動油を油圧閉回路Cに供給する。又、チャージ弁90は作動油が軸孔99へ逆流することを防止する。

#### 無段変速機の作用

さて、上記のように構成された無段変速機20のクレイドル45の傾動に伴う作用を説明する。なお、エンジン22のクランク軸から入力軸21に伝達される入力回転数 $N_{in}$ は説明の便宜上、一定のものとして説明する。

出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  に等しい場合

図 1 3 に示すシフトレバー 1 4 6 を操作し、クレイドル 4 5 を介して斜板面 4 4 を直立位置に位置させる。この状態においては、エンジン 2 2 の駆動力により入力軸 2 1 を介してシリンダブロック 4 2 が正方向へ回転数 $N_{in}$  で回転する。このとき、出力軸 1 5 5 はシリンダブロック 4 2 と逆向きに回転するが、この状態を正方向の回転という。

斜板面 4 4 がシリンダブロック 4 2 の軸心 O に対して直立位置の中立状態にあるとき、第 1 油圧装置 1 0 0 のプランジャ 4 3 は斜板面 4 4 によっては往復動されない。従って、この状態では油圧閉回路 C 内を作動油が循環しない。このため、第 2 油圧装置 2 0 0 においては各プランジャ 5 8 がストローク運動をし得ない状態でシュー 6 0 を介して回転斜面 5 1 に当接係合する。そのため、シリンダブロック 4 2 と回転斜面 5 1 とは直結状態となり、一体回転する。

すなわち、この状態は、入力軸 2 1 とギヤ 1 5 1 とが直結した状態である。従って、回転斜面 5 1 に付与された正方向への回転は、ヨーク 2 3、連結された前進クラッチ 1 5 2、及び、出力軸 1 5 5 を介して終減速装置へ伝達される。

前記斜板面 4 4 が直立位置に配置されている場合には、図 1 4 に示すように第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積  $V_P$  はゼロとなり、出力回転数 $N_{out}$  (ヨーク 2 3 の回転数) は入力回転数 $N_{in}$  と等しくなる。

出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  と  $2N_{in}$  の間の場合

シフトレバー 1 4 6 を操作し、クレイドル 4 5 を介して斜板面 4 4 を負方向に傾動して、所定の負の傾動角度位置と直立位置との間の領域に配置する。所定の負の傾動角度位置とは、第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積  $V_P$  の絶対値が第 2 油圧

装置 2 0 0 の行程容積  $V_M$  の絶対値 ( $=V_{Mmax}$ ) と等しくなる位置である。

この場合、エンジン 2 2 の駆動力により、入力軸 2 1 を介してシリンダブロック 4 2 が回転数  $N_{in}$  で回転する。すると、第 1 油圧装置 1 0 0 は、シリンダブロック 4 2 の軸心  $O$  周りの回転角  $0$  度  $\sim 180$  度の範囲で、作動油をポート  $U$  を介して第 1 プランジャ孔 4 7 へ吸入し、 $180$  度  $\sim 360$  ( $0$ ) 度の範囲で、作動油をポート  $U$  を介して第 1 プランジャ孔 4 7 から吐出する。作動油を吐出及び吸入する油室は、シリンダブロック 4 2 の軸心  $O$  周りの回転角に対応した領域  $H$ ,  $I$  によって決まる。

尚、第 1 油圧装置 1 0 0 が吐出、吸入する作動油量は、斜板面 4 4 の負側への傾動角が大きくなるにつれて、増加する。このとき、第 2 油圧装置 2 0 0 は、ヨーク 2 3 (出力回転部) のシリンダブロック 4 2 に対する軸心  $O$  周りの相対回転角  $0$  度  $\sim 180$  度の範囲で、作動油をポート  $W$  を介して第 2 プランジャ孔 5 7 へ吸入し、 $180$  度  $\sim 360$  ( $0$ ) 度の範囲で、作動油をポート  $W$  を介して第 2 プランジャ孔 5 7 から吐出する。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク 2 3 (出力回転部) のシリンダブロック 4 2 に対する軸心  $O$  周りの相対回転角に対応した領域  $J$ ,  $K$  によって決まる。

この結果、シリンダブロック 4 2 が入力軸 2 1 を介して駆動される入力回転数  $N_{in}$  と、プランジャ 5 8 の回転斜面 5 1 への突出押圧作用による正方向の回転数との合成 (和) により、回転斜面 5 1 は回転される。この回転斜面 5 1 に付与される正方向の回転は、ヨーク 2 3、連結された前進クラッチ 1 5 2、及び、出力軸 1 5 5 を介して終減速装置へ正方向の回転として伝達される。

斜板面 4 4 が直立位置から所定の負の傾動角度位置側へと変位すると、図 1 4 において第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積  $V_P$  はゼロから  $V_{Mmax}$  へと増加し、それ

に応じて出力回転数 $N_{out}$  は $N_{in}$  から $2N_{in}$  へと増速する。なお、出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  から $2N_{in}$  に変化するときの第2油圧装置200の行程容積 $V_M$  は $V_{Mmax}$  のままである。この状態の作動油の流れ及び回転の様子は、図12に示され、このとき油圧閉回路Cでは作動油が図中の矢印で示すように流れる。また、回転数 $N_{in}$ ,  $N_{out}$  に付された矢印は、該当する部材の回転方向を示している。

出力回転数 $N_{out}$  がゼロと $N_{in}$  との間の場合

シフトレバー146を操作し、クレイドル45を介して斜板面44を正側に傾動して直立位置から正の傾動角度位置に配置する。なお、正の傾動角度位置のうち、第1油圧装置100の行程容積 $V_P$ の絶対値が第2油圧装置200の行程容積 $V_M$ の絶対値と等しくなる位置を、所定の正の傾動角度位置とする。

この場合、斜板面44が正方向へ傾動するため、エンジン22の駆動力により入力軸21を介してシリンダブロック42が回転する。すると、第1油圧装置100は、シリンダブロック42の軸心O周りの回転角0度～180度の範囲で、作動油を、ポートUを介して第1プランジャ孔47から吐出する。又、180度～360(0)度の範囲で、作動油を、ポートUを介して第1プランジャ孔47へ吸入する。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、シリンダブロック42の軸心O周りの回転角に対応した領域H, Iによって決まる。なお、第1油圧装置100が吐出、吸入する作動油量は、斜板面44の正方向への傾動角が大きくなるにつれて、増加する。

このとき、第2油圧装置200は、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸心O周りの相対回転角0度～180度の範囲で、作動油をポートWを介して第2プランジャ孔57から吐出する。又、180度～360(0)度の範囲で、作動油をポートWを介して第2プランジャ孔57へ吸入する。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク23(出力回転部)のシリン

ダブロック 4 2 に対する軸心 O 周りの相対回転角に対応した領域 J, K によって決まる。

この結果、プランジャ 5 8 の回転斜面 5 1 に対する押圧作用により、前記「出力回転数  $N_{out}$  が  $N_{in}$  と  $2 N_{in}$  の間の場合」とは逆方向の回転が得られる。従って、前記逆方向の回転数と、シリンダブロック 4 2 の正方向の回転数との合成（和）が、ヨーク 2 3、連結された前進クラッチ 1 5 2、及び、出力軸 1 5 5 を介して終減速装置へ伝達される。

このときの回転数の和は、逆方向の回転数分減少した正方向の回転数となるため、出力回転数  $N_{out}$  は「出力回転数  $N_{out}$  が  $N_{in}$  の場合」に比較して小さくなる。

本実施形態では、斜板面 4 4 が直立位置から正の最大傾動角度位置側へと変位すると、図 1 4 において第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積  $V_P$  はゼロから  $-V_{Mmax}$ （ここで、「 $-$ 」はポート U から第 2 油室 6 2 に作動油が吐出される場合を意味している。）へ向かって増加し、それに応じて出力回転数  $N_{out}$  は  $N_{in}$  からゼロへと減速する。

なお、出力回転数  $N_{out}$  が  $N_{in}$  からゼロに変化するときの第 2 油圧装置 2 0 0 の 1 回転当たりの行程容積  $V_M$  は  $-V_{Mmax}$  である。（ここで、「 $-$ 」は第 2 油室 6 2 からポート W へ作動油が吸入される場合を意味している。）

図 1 1 は、このときの状態の模式図である。第 1 油室 6 1 は、第 2 油室 6 2 よりも高圧となっており、油圧閉回路 C では、作動油が図中の矢印で示すように流れる。また、回転数  $N_{in}$ ,  $N_{out}$  に付された矢印は、該当する部材の回転方向を示している。

#### 出力回転数 $N_{out}$ がゼロの場合

クラッチ機構 3 0 0 によってエンジン 2 2 からの入力回転を遮断することにより、ヨーク 2 3 を停止させる。

#### 出力回転数 $N_{out}$ がゼロ未満の場合

クラッチ機構 3 0 0 の遮断状態で、シフトレバー 1 4 6 を後進域へシフトすると、このシフトレバー 1 4 6 の操作に応動して、ギヤシフト装置 1 5 0 の前進クラッチ 1 5 2 が切り離され、後進クラッチ 1 5 3 が接続される。このとき、エンジン 2 2 側からの回転が無段変速機 2 0 に伝わらなくなるため、プランジャ 5 8 の回転斜面 5 1 に対する押圧作用がなくなり、ヨーク 2 3 は第 2 油圧装置 2 0 0 からフリーとなる。このため、ヨーク 2 3 の後進クラッチ 1 5 3 の接続、すなわち後進時の切換えを容易に行うことができる。そして、シフトレバー 1 4 6 を後進域へシフトし終えた後は、クラッチ機構 3 0 0 を再び接続状態にする。尚、前進側へ戻す時も足踏みのクラッチペダルを踏み込み、クラッチ機構 3 0 0 を遮断状態にする。このとき、同じ理由で前進時の切換えを容易に行うことができる。

#### 出力回転数 $N_{out}$ がゼロと $N_{in}$ との間の場合

後進クラッチ 1 5 3 の接続が行われた後は、出力回転数 $N_{out}$ 、第 1 油圧装置 1 0 0 及び第 2 油圧装置 2 0 0 の最大行程容積の変化状態は、図 1 1 に示す前進（正転）の場合、すなわち、出力回転数 $N_{out}$  がゼロと $N_{in}$  の間の場合と同じため、その説明を省略する。図 1 1 は作動油の流れ及び回転方向を示している。回転斜面 5 1 に付与される回転は、ヨーク 2 3、アイドラギヤ 1 5 6、アイドラギヤ 1 5 7、後進クラッチ 1 5 3、出力軸 1 5 5 を介して終減速装置へ伝達される。

#### 出力回転数 $N_{out}$ が $N_{in}$ と $2 N_{in}$ の間の場合

この場合も、第 1 油圧装置 1 0 0 と第 2 油圧装置 2 0 0 の作用は、出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  と $2 N_{in}$  の間の場合と同じであるため、その説明を省略する。図

1 2 は作動油の流れ及び回転方向を示している。回転斜面 5 1 に付与される回転は、前記の場合と同様に、ヨーク 2 3、アイドラギヤ 1 5 6、アイドラギヤ 1 5 7、後進クラッチ 1 5 3、出力軸 1 5 5 を介して終減速装置へ伝達される。

本実施形態によれば、以下のような効果を得ることができる。

(1) 本実施形態の油圧式無段変速機では、第 1 プランジャ 4 3 と、その第 1 プランジャ 4 3 が当接するクレイドル 4 5 (斜板) を有する第 1 油圧装置 1 0 0 と、第 2 プランジャ 5 8 と、その第 2 プランジャ 5 8 が当接する第 1 ヨーク部材 2 3 A (斜板) を有する第 2 油圧装置 2 0 0 とを備える。又、第 1、第 2 プランジャ 4 3、5 8 をそれぞれ収納する第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 を共通のシリンダブロック 4 2 に形成し、双方のプランジャ孔を結ぶ油圧閉回路 C をシリンダブロック 4 2 に形成している。又、油圧閉回路 C 内の作動油の流れ方向を切替える第 1 切替弁 6 6、第 2 切替弁 7 6 (分配弁) を収納する第 1 弁孔 6 3、第 2 弁孔 6 4 (分配弁孔) をシリンダブロック 4 2 に形成している。そして、シリンダブロック 4 2 を貫通する入力軸 2 1 を有し、入力軸 2 1 とシリンダブロック 4 2 とが同期回転するように構成し、双方のプランジャ孔が各々入力軸 2 1 と平行に形成されている。又、第 2 油圧装置 2 0 0 の回転斜面 5 1 がシリンダブロック 4 2 の軸心 O 周りに回転自在に支持されている。又、入力軸 2 1 がシリンダブロック 4 2 の両側で各々円錐コロ軸受 3 9、3 1 (スラスト・ラジアル兼用軸受) 及びニードルベアリング 3 8、ニードルベアリング 1 2 (ラジアル軸受) にて支持されている。

この結果、シリンダブロック 4 2 が、その両側に設けられた円錐コロ軸受 3 9、3 1 及びニードルベアリング 3 8、ニードルベアリング 1 2 にて支持されるので、シリンダブロック 4 2 の外周に軸受を設ける必要がない。このため、油圧式無段変速機の径方向寸法をコンパクトにすることができる。



(2) 本実施形態の油圧式無段変速機では、円錐コロ軸受 3 9 とニードルベアリング 3 8 の側壁部材 2 8 は単一部材にて形成されている。又、円錐コロ軸受 3 1 とニードルベアリング 1 2 の第 1 ヨーク部材 2 3 A は単一部材にて形成されている。

この結果、円錐コロ軸受 3 9 及びニードルベアリング 3 8 を嵌合するための、軸受収納孔 3 5 や軸受収納孔 3 4 の加工中心軸は共通にすることができる。このため、軸受収納孔 3 5 や軸受収納孔 3 4 の加工を容易に、精度良く行うことができる。また、軸受収納孔 5 0 a、5 0 c の加工も同様に行うことができる。

(3) 本実施形態では、第 1 弁孔 6 3、第 2 弁孔 6 4 (分配弁孔) を入力軸 2 1 と平行で且つ第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 よりも入力軸 2 1 に近接して形成した。又、第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 と第 1 弁孔 6 3、第 2 弁孔 6 4 とを結ぶ第 1 油路 6 5、第 2 油路 7 5 を、シリンダブロック 4 2 の径方向に延びるように形成した。この結果、第 1 油路 6 5、第 2 油路 7 5 が最短になるので、作動油のムダを低減できる。

(4) 本実施形態では、第 1 弁孔 6 3、第 2 弁孔 6 4 (分配弁孔) を入力軸 2 1 と平行に、且つシリンダブロック 4 2 を貫通するように形成した。この結果、シリンダブロック 4 2 の片側から加工を行うのみで、それらの孔を形成でき、加工工数を低減し、加工精度も向上できる。

(5) 本実施形態の油圧式無段変速機では、第 1 油室 6 1 (高圧油室) と第 2 油室 6 2 (低圧油室) とを、第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 よりも入力軸 2 1 に近接して形成し、シリンダブロック 4 2 の軸方向に沿って並設した。又、シリンダブロック 4 2 を入力軸 2 1 に対してスプライン嵌合し、第 2 油室 6 2 を入力軸 2 1 に形成されたスプライン部 2 1 c と連通するようにした。

この結果、スプライン部 2 1 c 用の潤滑油路を特別に設けることなく、そのスプライン部 2 1 c の潤滑を行うことができる。又、作動油はスプライン部 2 1 c からシリンダブロック 4 2 の外部に漏出するが、低圧の第 2 油室 6 2 からの漏れであるので、油圧式無段変速機の容積効率が悪化することはない。

(6) 本実施形態の油圧式無段変速機では、第 2 油圧装置 2 0 0 の第 1 ヨーク部材 2 3 A (斜板) は、その外周面を、第 1 ヨーク部材 2 3 A の回転斜面 5 1 (斜板面) に垂直な線 P を第 1 加工中心軸として切削した。次に、素材 WO の軸心 M を加工中心軸として、外周面を切削加工し、連結フランジ 3 7 のための外周面を含む周面 S U を形成した (図 9 (a) 及び図 9 (b) 参照)。さらに、素材 WO の軸心 M に平行で、かつ、所定の方法にオフセットした線  $\alpha$  を想定した。この線  $\alpha$  を第 2 加工中心軸として、素材 WO の外周面を切削加工して、連結フランジ 3 7 を形成した。この結果、第 2 油圧装置 2 0 0 の第 1 ヨーク部材 2 3 A の回転バランスが、簡単な切削加工のみで調整できる。

(7) 本実施形態の動力伝達装置 4 0 0 は、前記油圧式無段変速機を備え、更に、入力軸 2 1 への動力を伝達又は遮断する手段として、クラッチ機構 3 0 0 を備えている。さらに、動力伝達装置 4 0 0 は、第 2 油圧装置 2 0 0 の第 1 ヨーク部材 2 3 A の回転力を入力し且つ第 2 油圧装置 2 0 0 の第 1 ヨーク部材 2 3 A と同方向又は逆方向の回転を出力する手段として、ギヤシフト装置 1 5 0 を備えている。この結果、上記 (1) ~ (6) に記載の油圧式無断変速機の利点を有する動力伝達装置を実現できる。

(8) 上記第実施形態では、クラッチ機構 3 0 0 を作動させることにより、ヨーク 2 3 の回転方向を切り換える際に同ヨーク 2 3 に掛かるトルクを解放でき、回転方向の切替えを容易に行うことができる。

なお、本発明の実施形態は、前記実施形態に限定されるものではなく、下記のように変更してもよい。

前記実施形態のニードルベアリング 11 及びニードルベアリング 38 の構成を玉軸受に代えること。

第 1 弁孔 63、第 2 弁孔 64 をシリンダブロック 42 に貫通する構成に代えて、有底の孔とすること。こうすると、ボルト 63a、蓋板 63b、ボルト 64a、蓋板 64b を省略することができる。

入力軸 21 のヨーク 23 側の出力端を出力ギヤ 24 の径よりも小径に形成して、出力ギヤ 24 の端面から突出させ、突出した端部を P T O 軸 (Power Take Off shaft) とすること。

## 請求の範囲

1. 第1プランジャとその第1プランジャが当接する斜板を有する第1油圧装置と、第2プランジャとその第2プランジャが当接する斜板を有する第2油圧装置とを備え、第1及び第2プランジャをそれぞれ収納する第1及び第2プランジャ孔が一つのシリンダブロックに形成され、第1及び第2プランジャ孔を結ぶ油圧閉回路がシリンダブロックに形成され、該油圧閉回路内の作動油の流れ方向を切替える分配弁を収納する分配弁孔がシリンダブロックに形成され、シリンダブロックを貫通する軸を有し、当該軸とシリンダブロックとが同期回転し、前記第1及び第2プランジャ孔がそれぞれ前記軸と平行に形成され、前記第2油圧装置の斜板が前記軸の周りに回転自在に支持された油圧式無段変速機において、

前記軸がシリンダブロックの両側でそれぞれスラスト・ラジアル兼用軸受及びラジアル軸受にて支持されたことを特徴とする油圧式無段変速機。

2. 前記シリンダブロックの両側におけるスラスト・ラジアル兼用軸受及びラジアル軸受は、それぞれ単一の部材によって支持されていることを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。

3. 前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つ第1及び第2プランジャ孔よりも軸に近接して配置され、

前記プランジャ孔と分配弁孔を結ぶ油路が径方向に沿って前記シリンダブロックに形成されたことを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。

4. 前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つシリンダブロックを貫通するように形成されたことを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。

5. 前記第1及び第2プランジャ孔よりも軸に近接するように、軸方向に沿っ

て前記シリンダブロックに高圧油室及び低圧油室が並設され、

前記軸にスプライン部が形成され、そのスプライン部において前記軸がシリンダブロックに嵌合され、

前記低圧油室が前記軸のスプライン部と連通していることを特徴とする請求項 1 に記載の油圧式無段変速機。

6. 第 2 油圧装置の斜板の外周面が、同斜板の斜板面に垂直な線を第 1 加工中心軸として切削され、前記軸の中心線を加工中心軸として切削され、さらに、前記軸の中心線に平行で、前記斜板面とその斜板面とは反対側の面との間の間隔が狭まる側にオフセットした線を第 2 加工中心軸として切削されて形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の油圧式無段変速機。

7. 請求項 1 から 6 のうちいずれか一項に記載の油圧式無段変速機と、前記軸への動力を伝達又は遮断する装置と、

第 2 油圧装置の斜板の回転力を入力し且つ第 2 油圧装置の斜板と同方向又は逆方向の回転を出力する装置とから成る動力伝達装置。

図 1

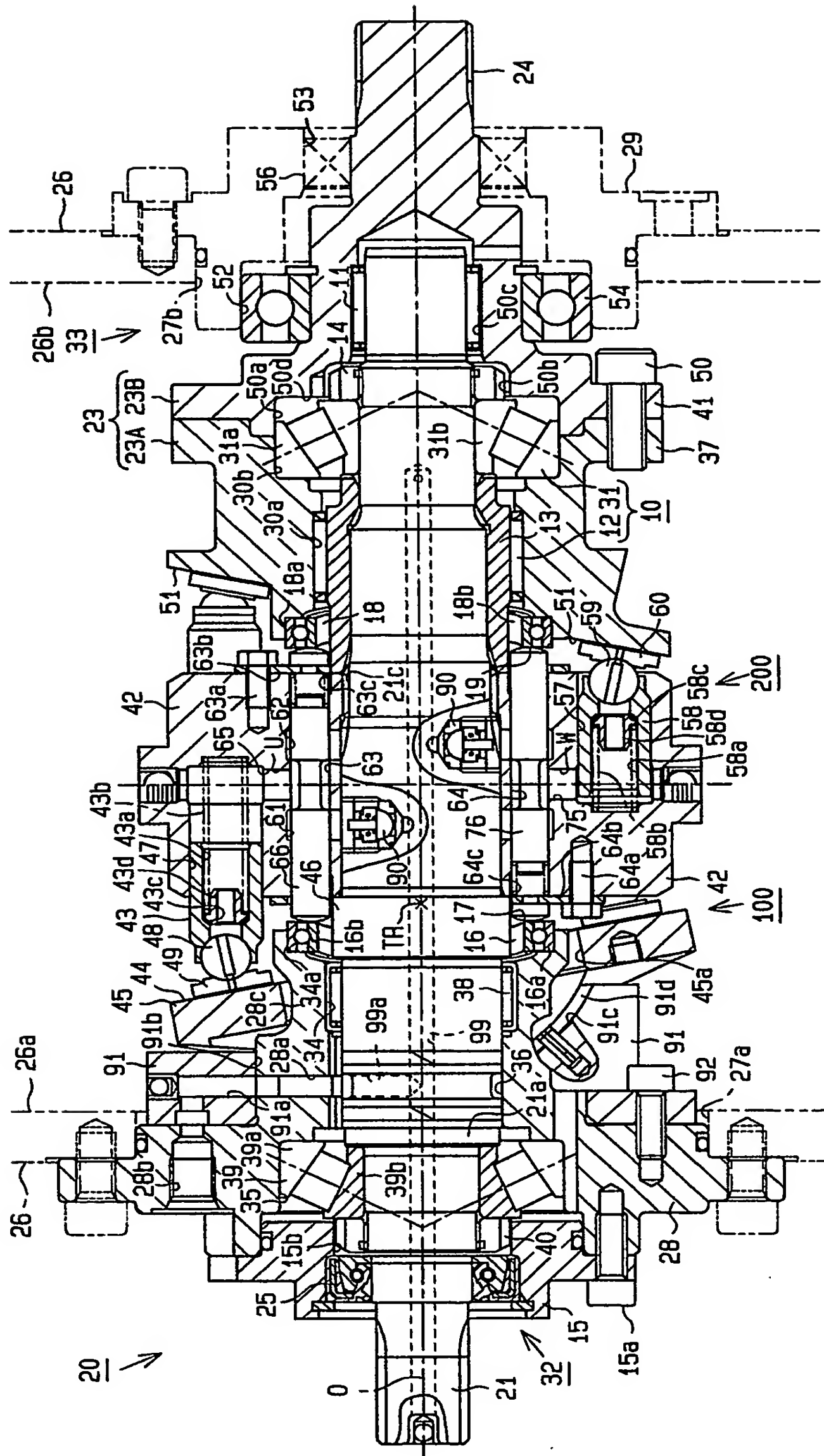
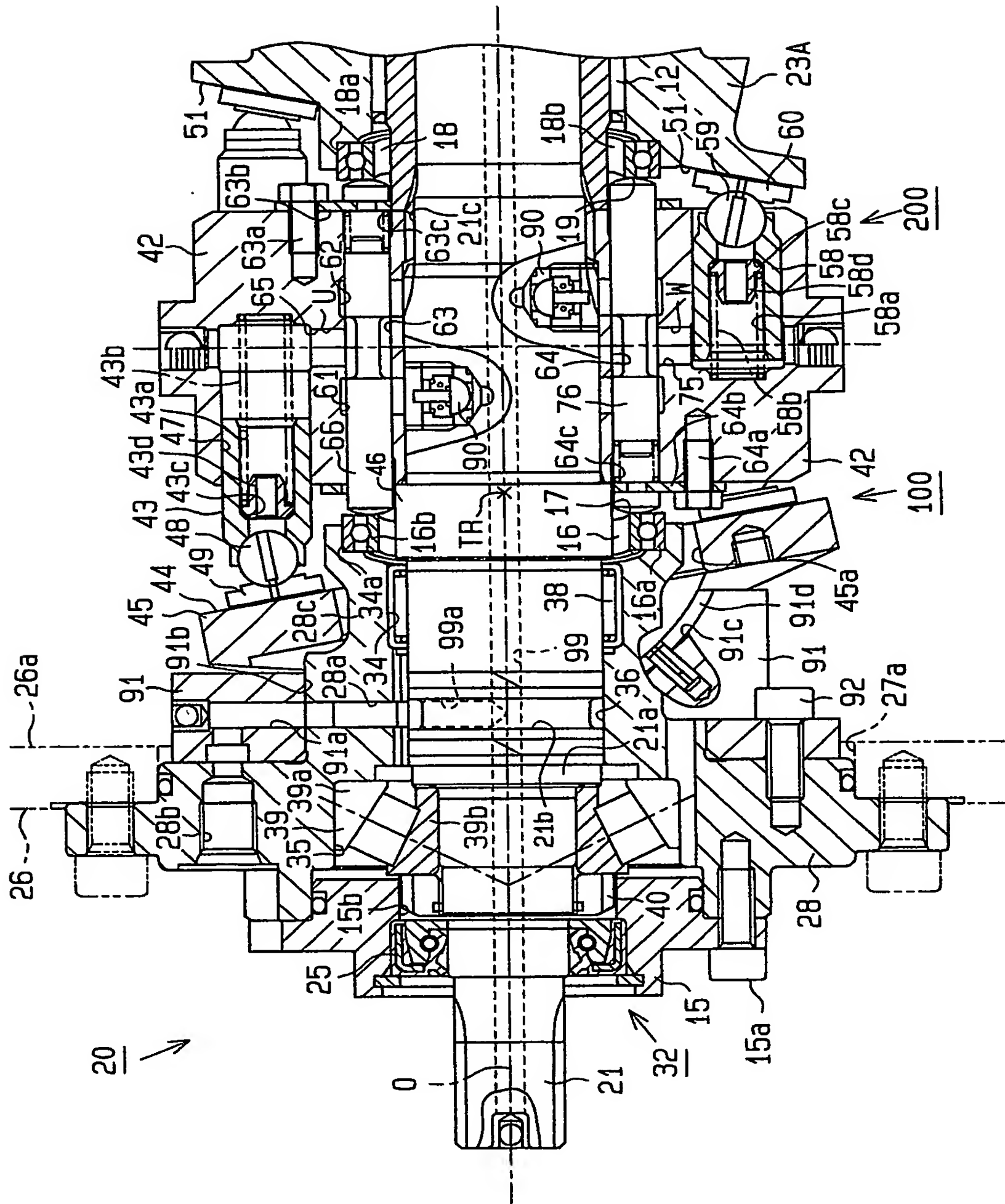


図2





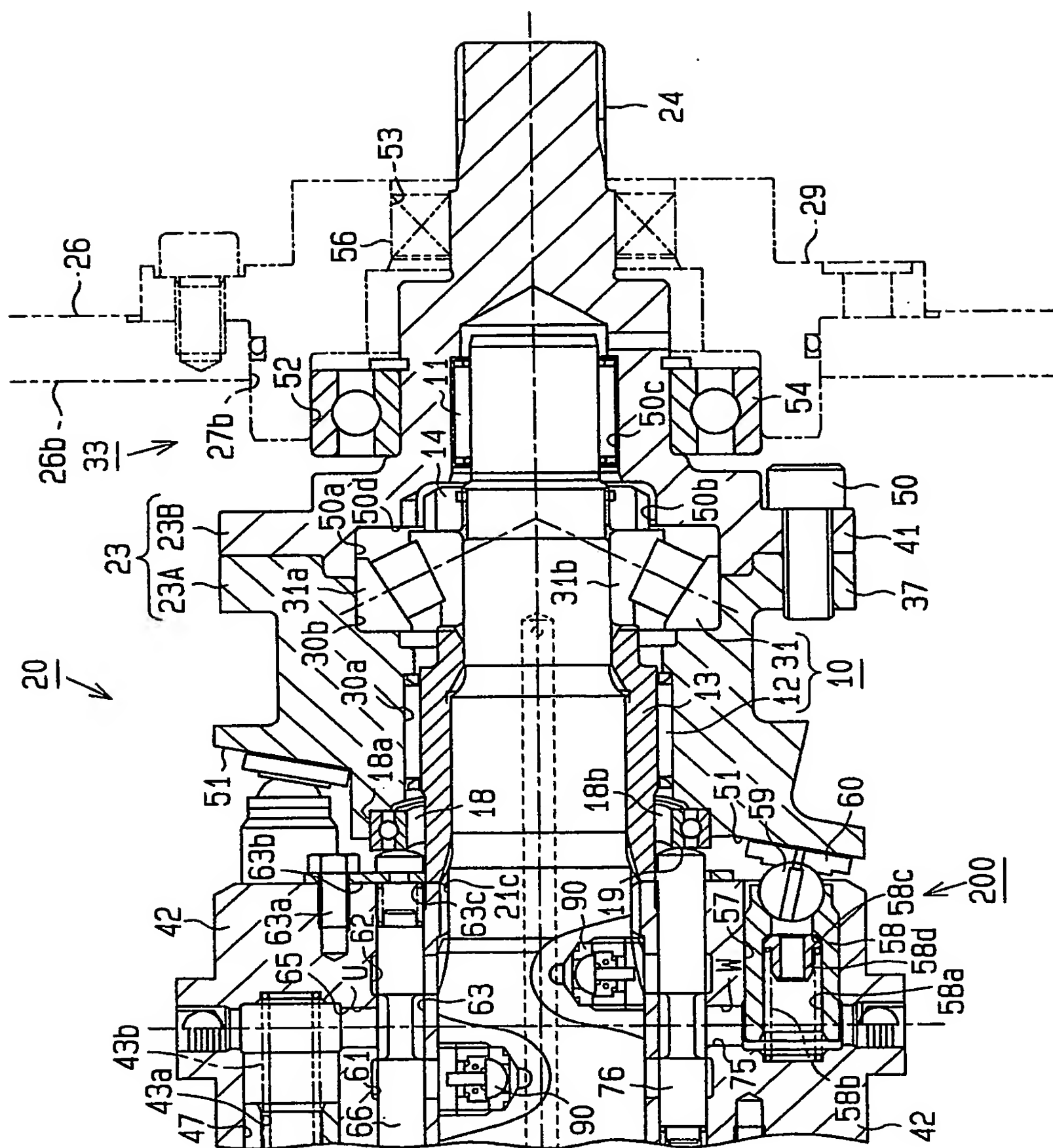


図4

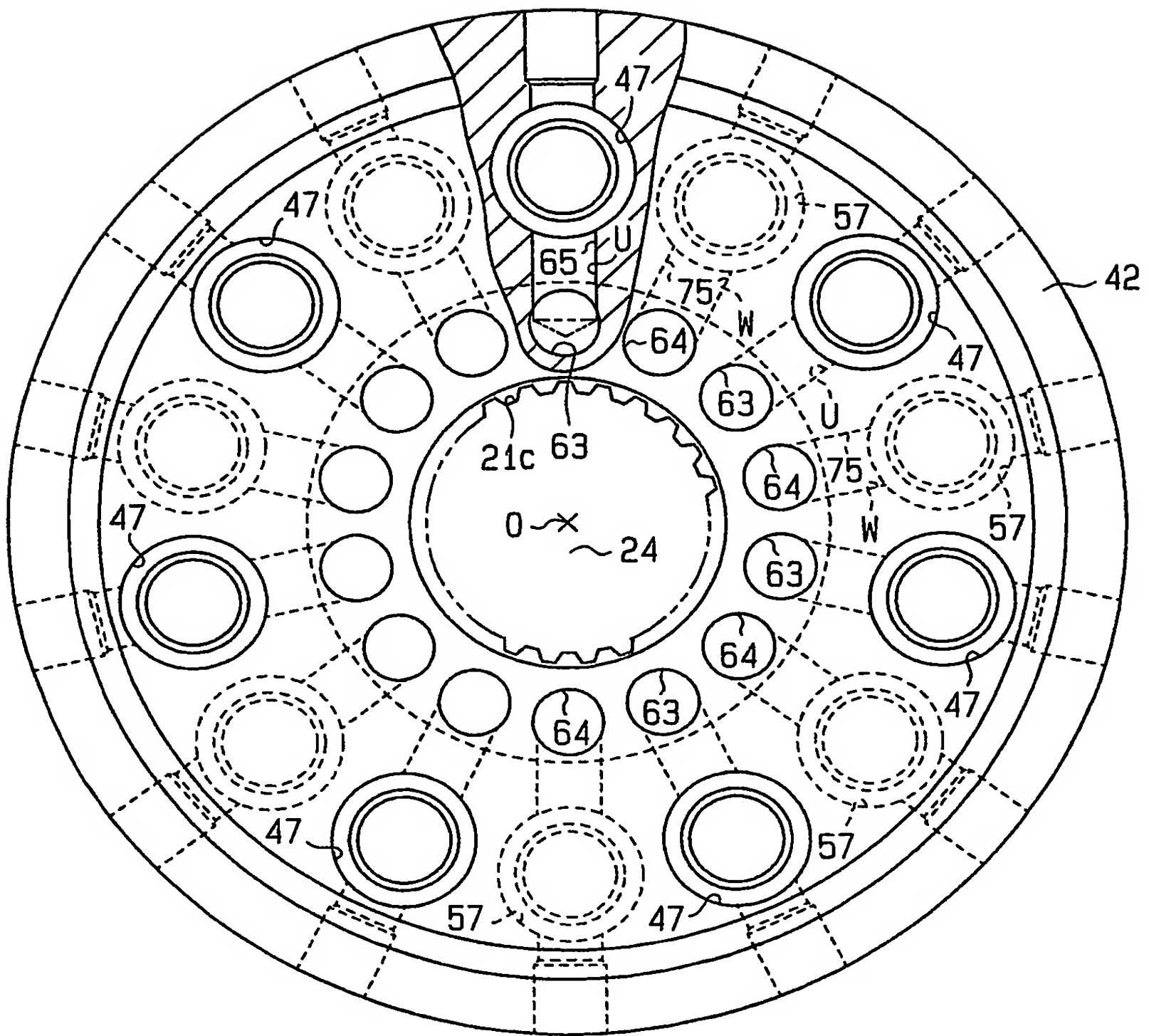


図5

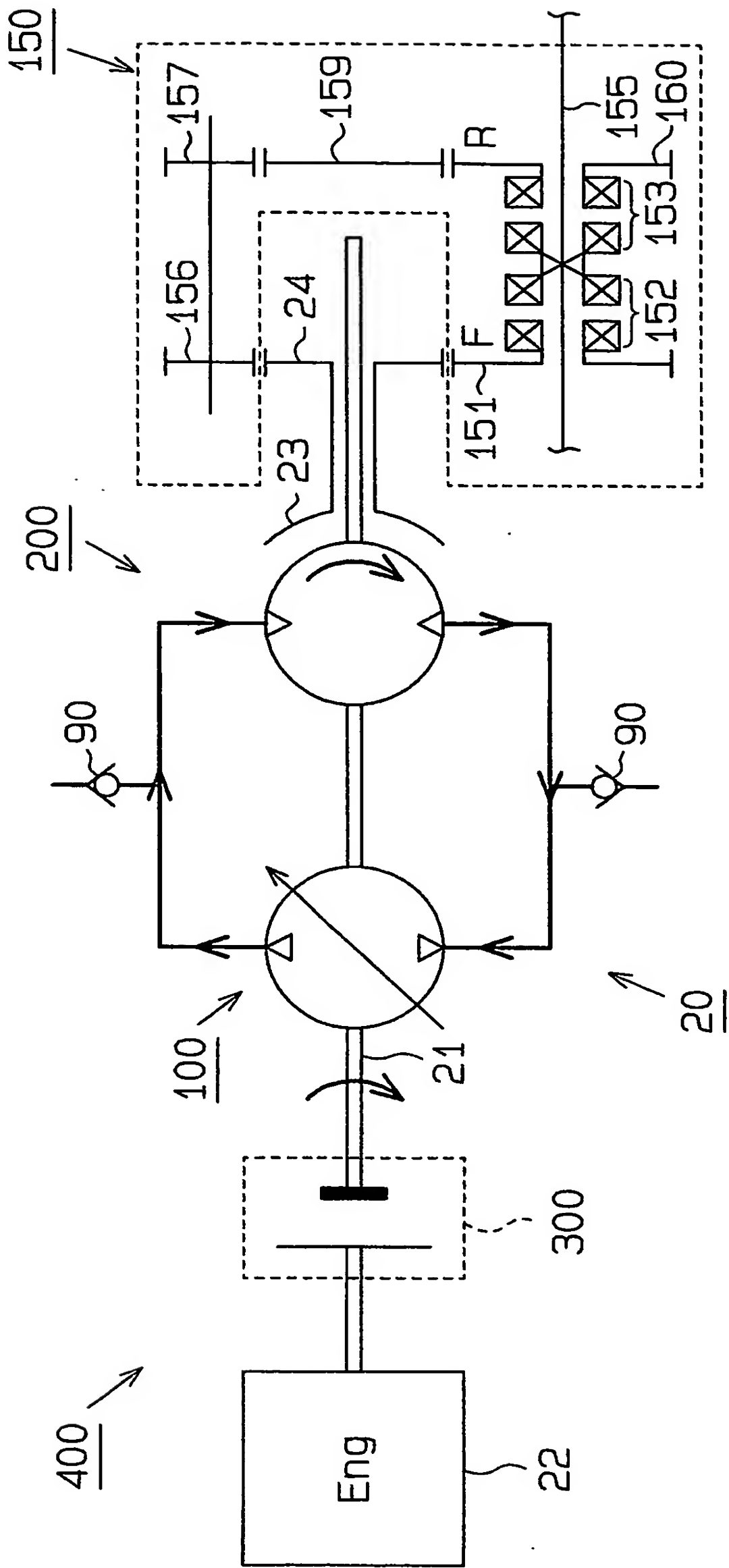


図6

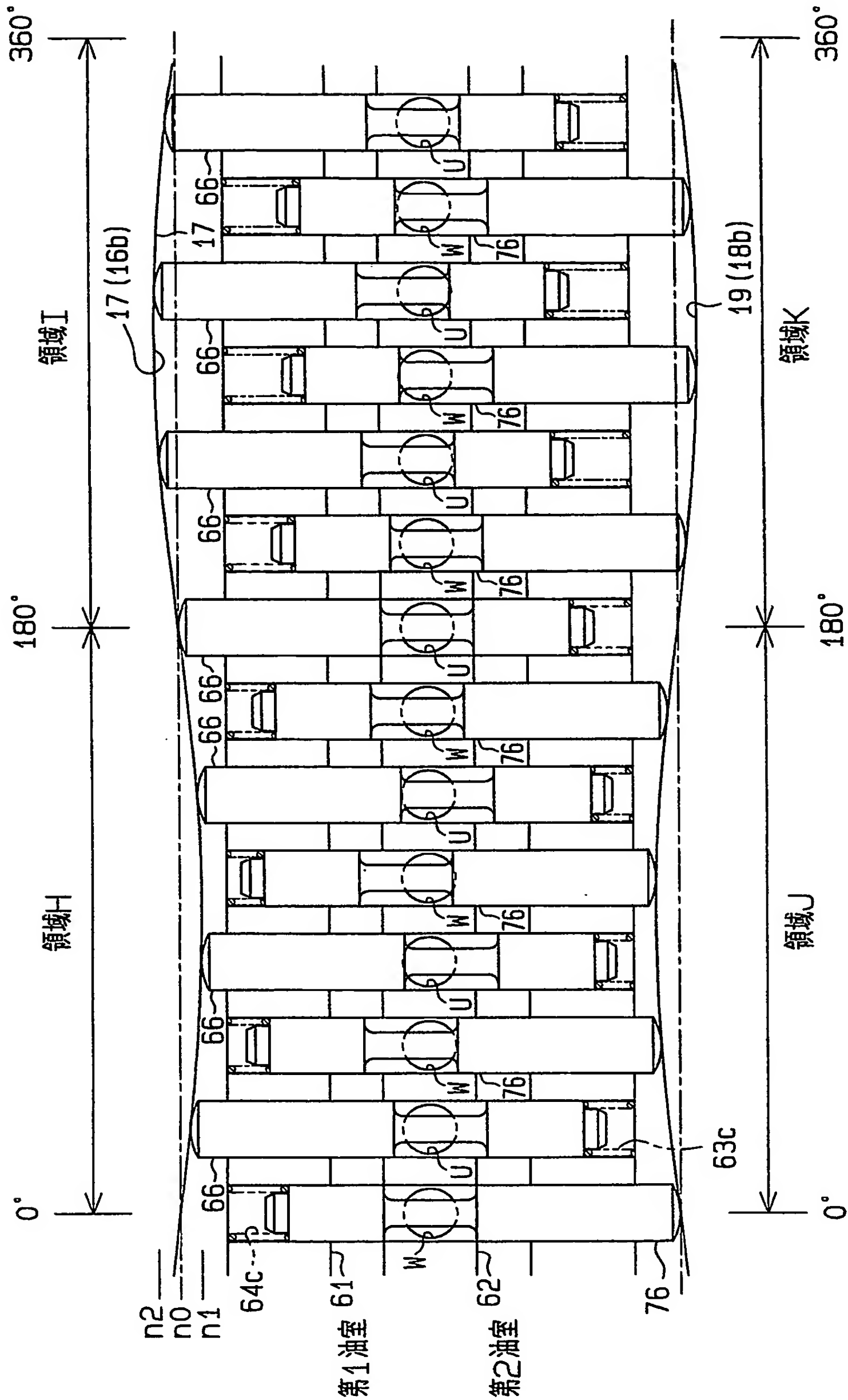


図7 (a)

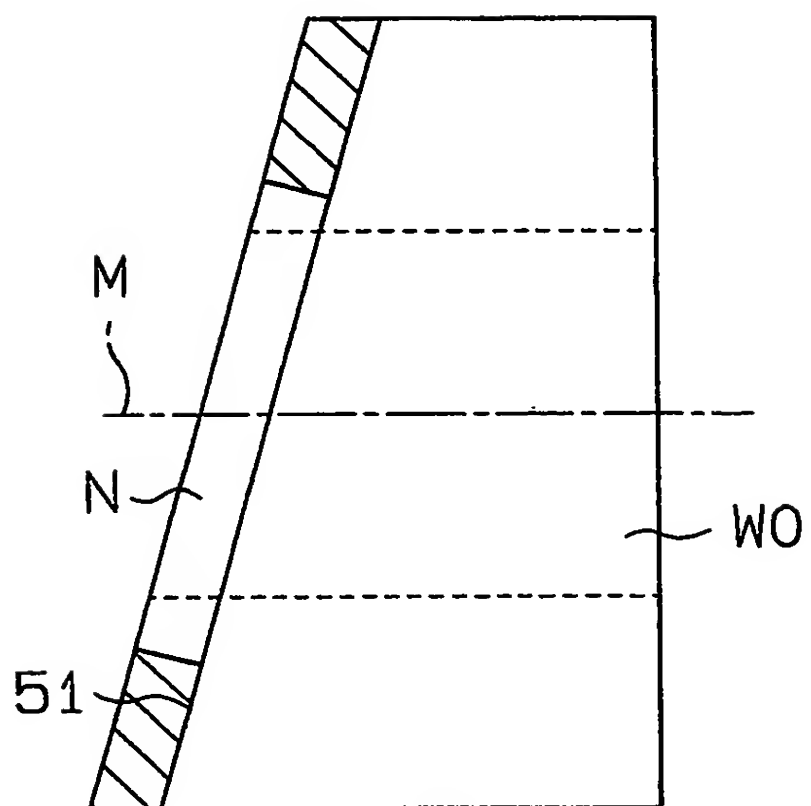


図7 (b)

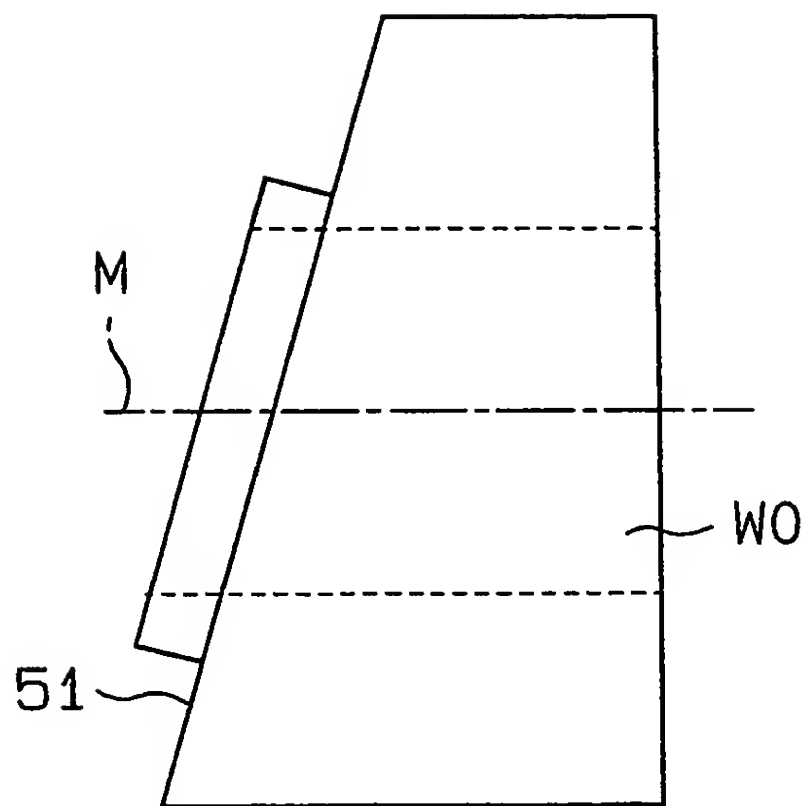


図8 (a)

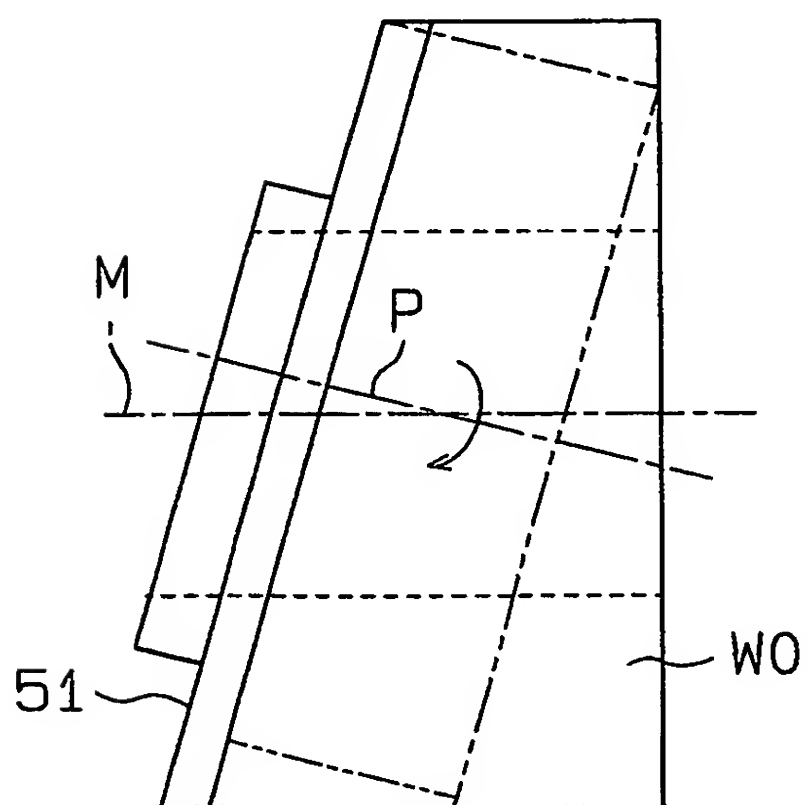


図8 (b)

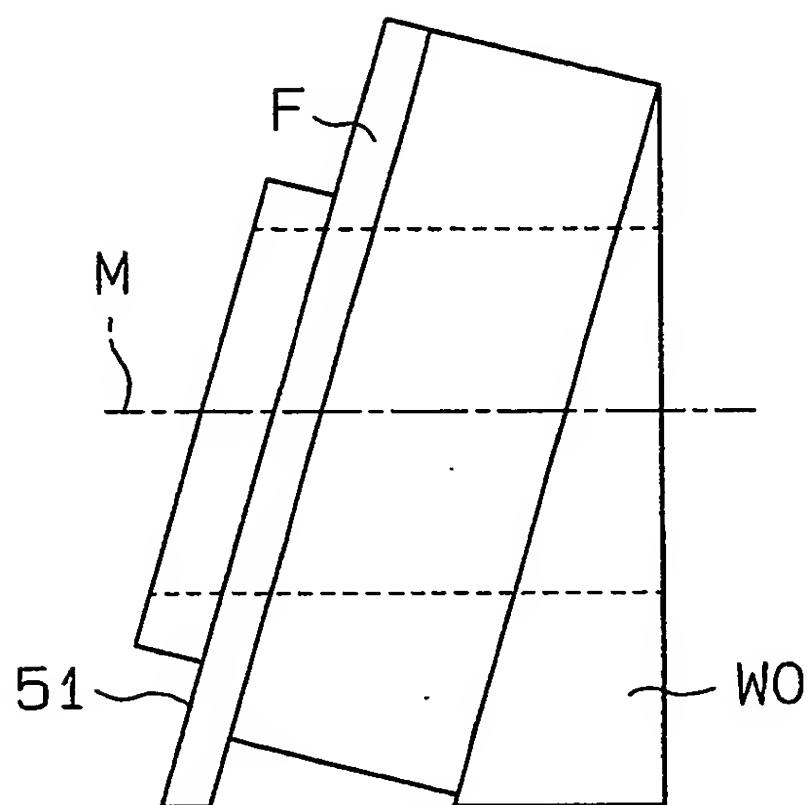


図9 (a)

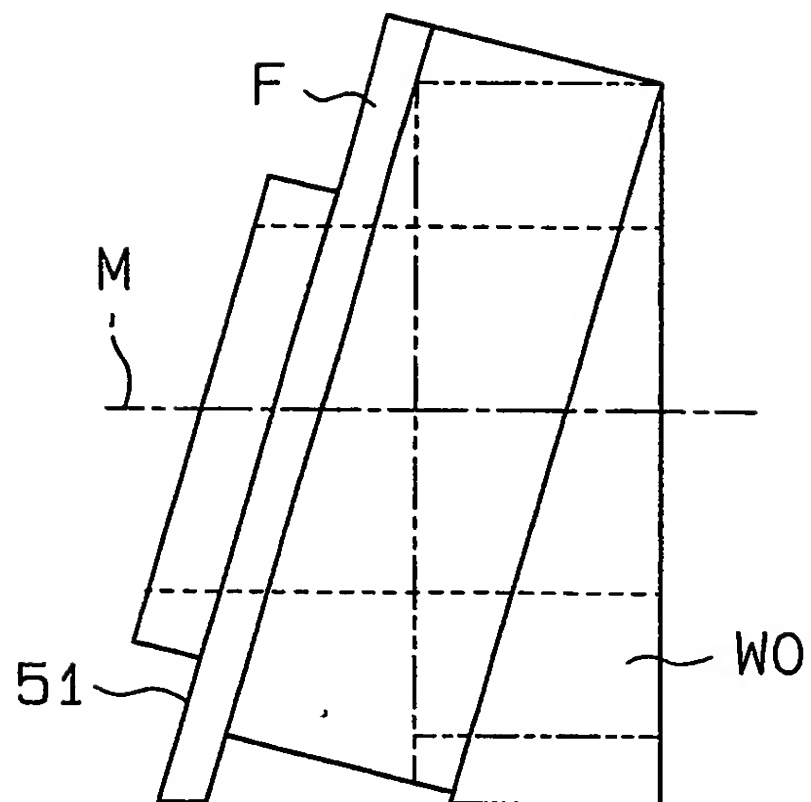


図9 (b)

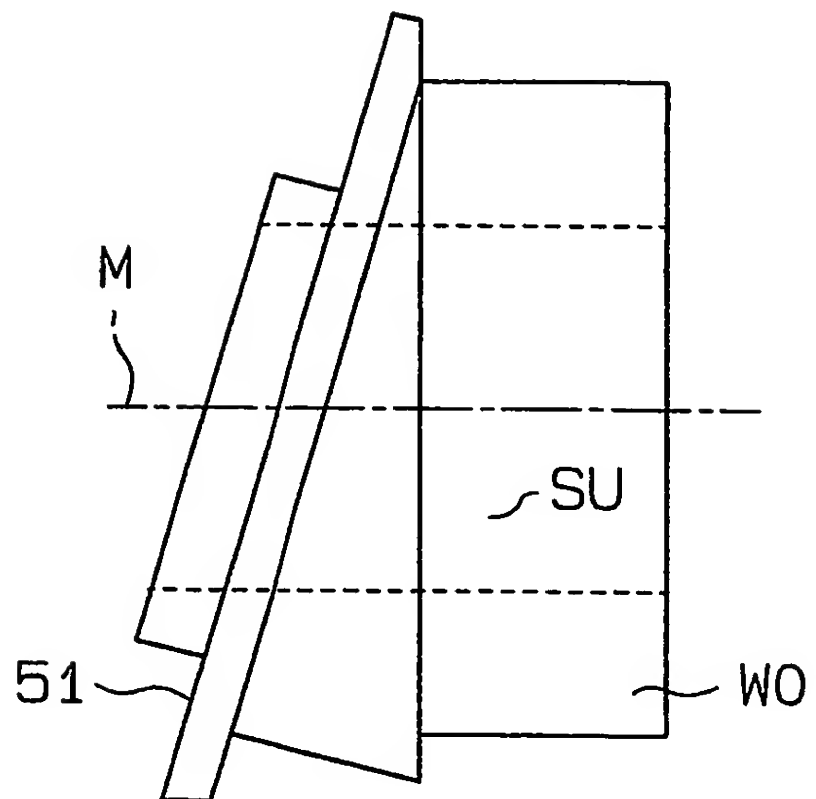


図10 (a)

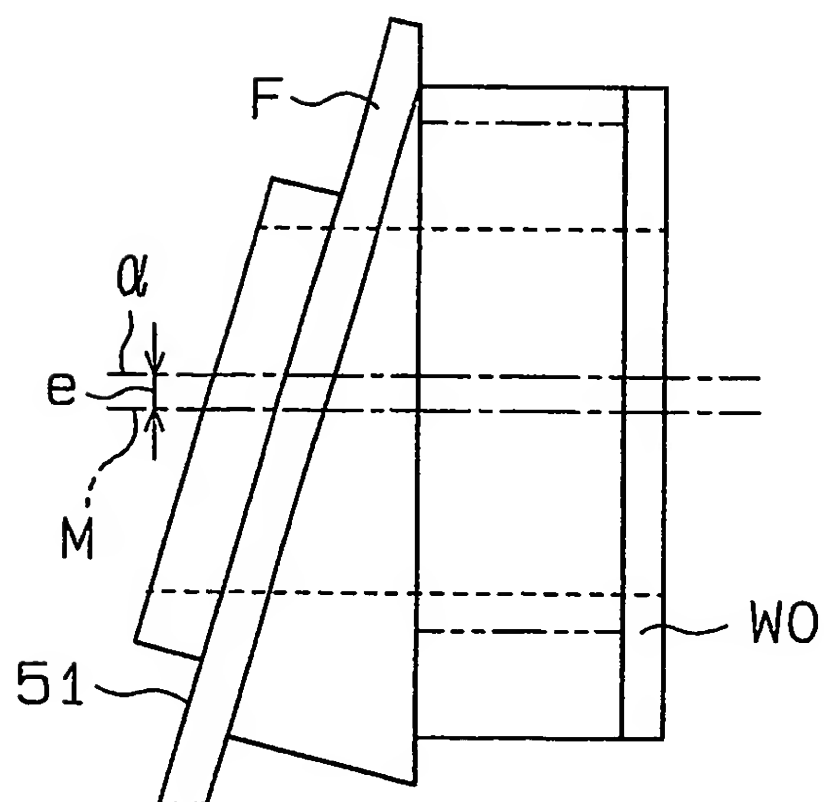


図10 (b)

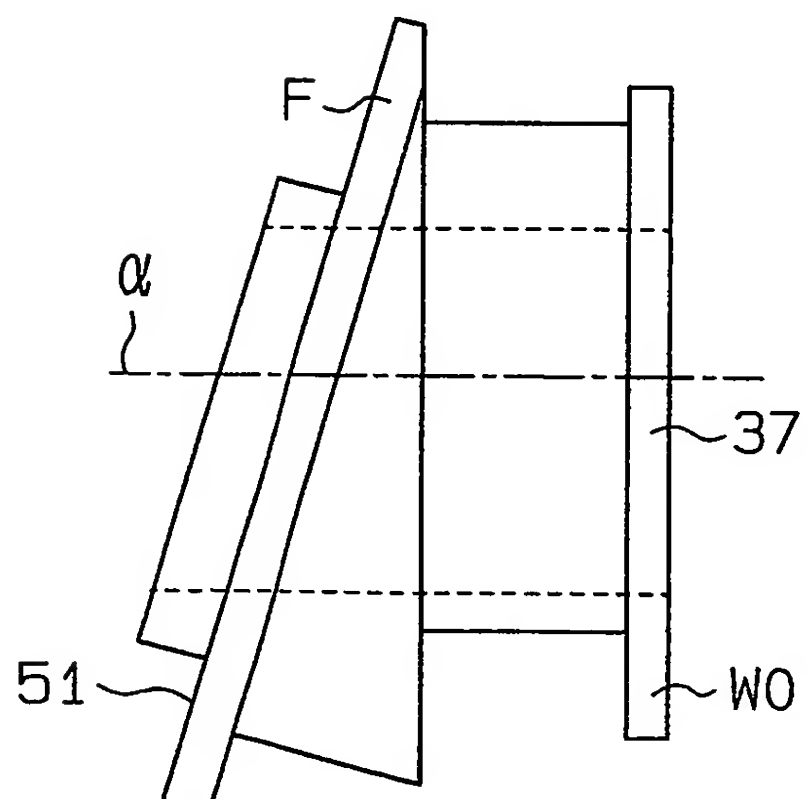


図 11

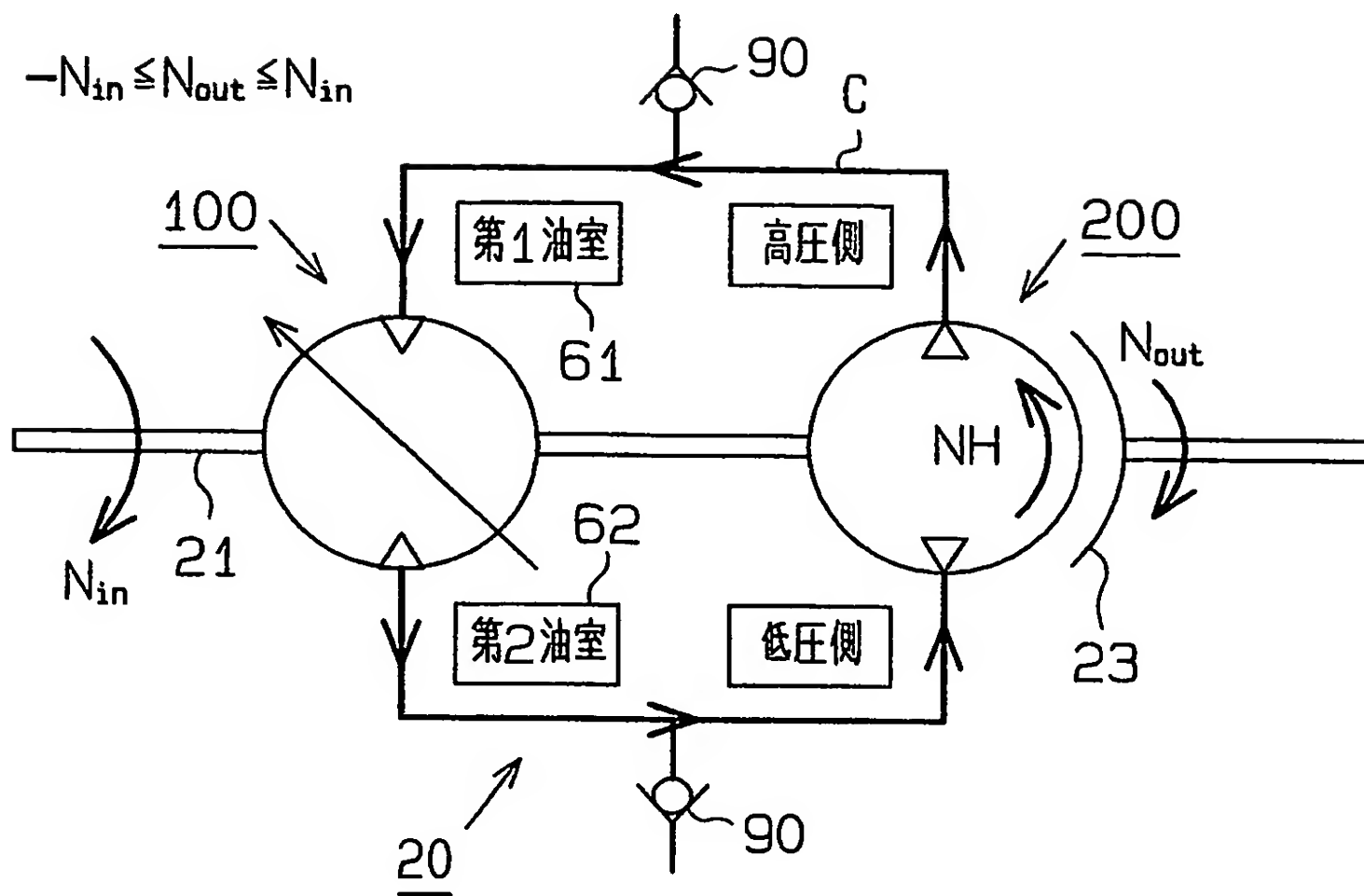


図 12

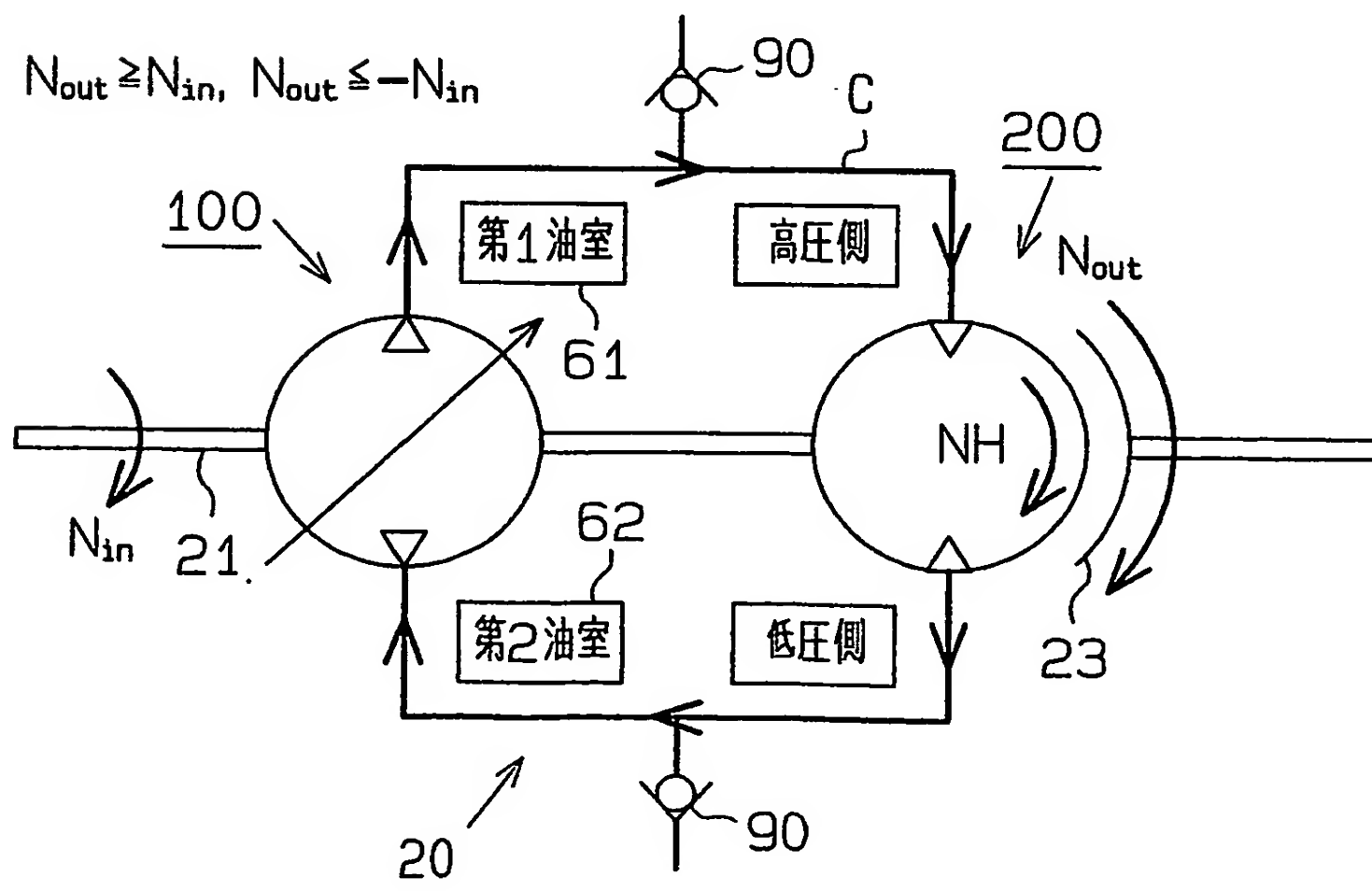




図13

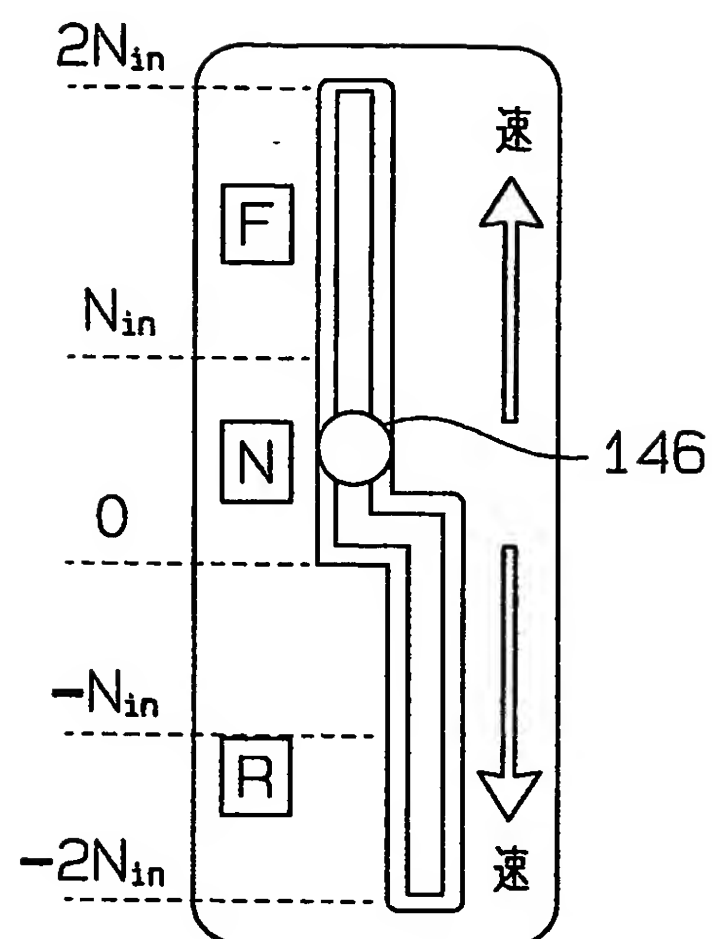
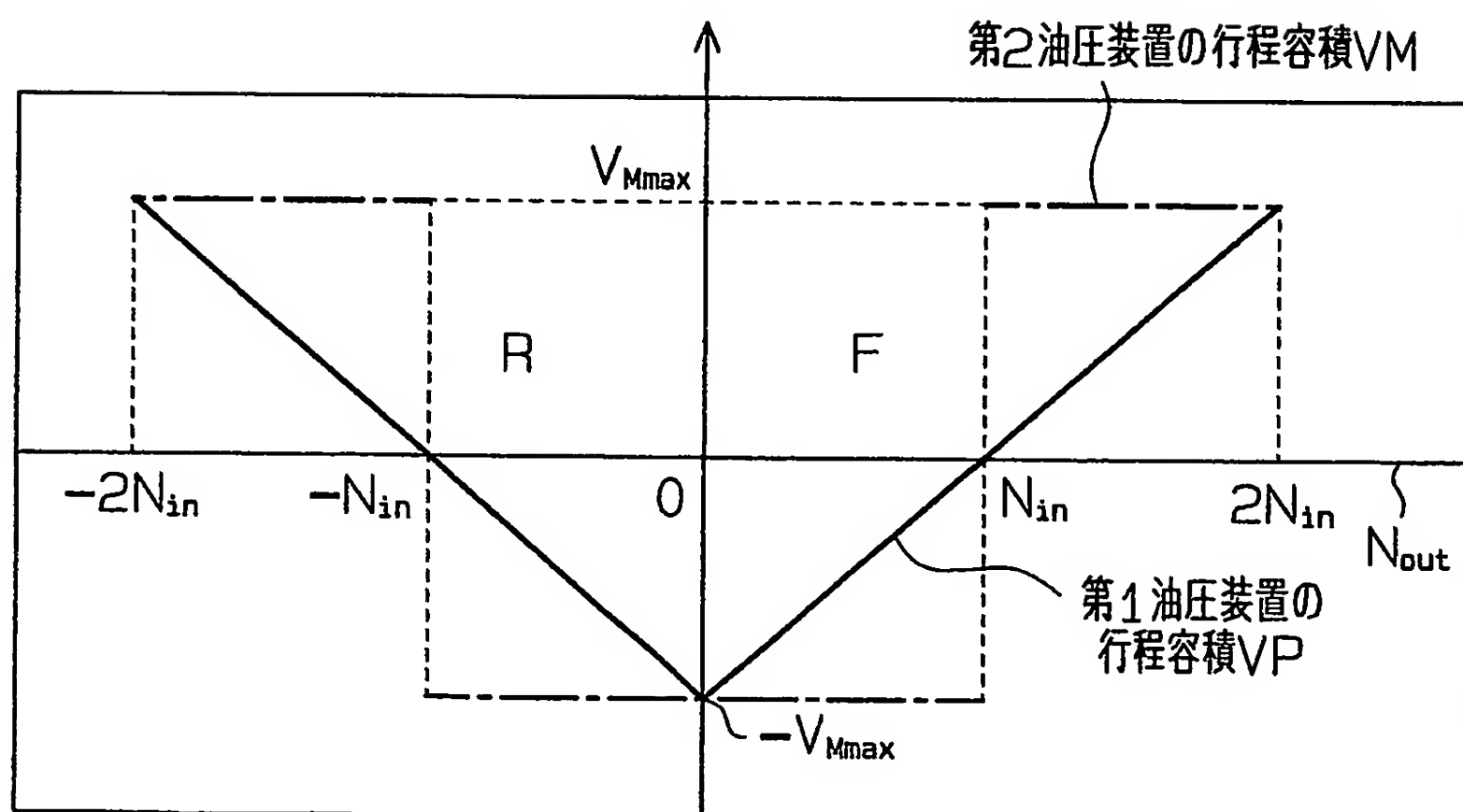


図14



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/07666

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl<sup>7</sup> F16H39/14

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F16H39/14

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2002-31209 A (Yanmar Diesel Engine Co., Ltd.), 31 January, 2002 (31.01.02), Full text; Figs. 1 to 7 (Family: none)	1-4, 7
Y	JP 62-72955 A (Honda Motor Co., Ltd.), 03 April, 1987 (03.04.87), Full text; Figs. 1 to 8 (Family: none)	1-4, 7
A	WO 96/31715 A1 (LOCKHEED MARTIN CORP.), 10 October, 1996 (10.10.96), Full text; Figs. 1 to 6 & JP 11-500815 A & US 5678405 A & EP 763171 A	1-7

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance  
 "E" earlier document but published on or after the international filing date  
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)  
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means  
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention  
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone  
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art  
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
31 July, 2003 (31.07.03)

Date of mailing of the international search report  
12 August, 2003 (12.08.03)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.<sup>7</sup> F16H 39/14

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.<sup>7</sup> F16H 39/14

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2003年

日本国登録実用新案公報 1994-2003年

日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2002-31209 A (ヤンマーディーゼル株式会社) 2002.01.31, 全文, 第1-7図 (ファミリーなし)	1-4, 7
Y	JP 62-72955 A (本田技研工業株式会社) 1987.04.03, 全文, 第1-8図 (ファミリーなし)	1-4, 7
A	WO 96/31715 A1 (LOCKHEED MARTIN CORPORATION) 1996.10.10, 全文, 第1-6図 & JP 11-500815 A & US 5678405 A & EP 763171 A	1-7

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

31.07.03

国際調査報告の発送日

2.08.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

鳥居 稔

3J

8513

電話番号 03-3581-1101 内線 3328